

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukční návrh stolní brusky

Design of a bench grinding machine

Student :

Bc. Stanislav Krpenský

Vedoucí diplomové práce :

doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2009

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3.)
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše)
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....

Bc. Stanislav Krpenský

Bc. Stanislav Krpenský
Jasenka 774
Vsetín
755 01

PROHLÁŠENÍ STUDENTA

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....
podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. KRPENSKÝ, S. Konstrukční návrh stolní brusky.

Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní, VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2008, 60 s. Diplomová práce, vedoucí doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Diplomová práce se zabývá návrhem, konstrukcí a kontrolními výpočty stolní hobby brusky. V jednotlivých kapitolách jsou postupně rozebrány jednotlivé konstrukční uzly, následuje jejich pevnostní kontrola.

Tato práce může sloužit jako podklad k sestrojení domácí brusky.

ANNOTATION OF THESIS

Bc. KRPENSKÝ, S. Design of a bench grinding machine. Ostrava: chair of parts and machine's gadgetrys, Faculty of mechanical VŠB-technical university of Ostrava, 2008, 55 pages. Thesis, leader doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

This thesis deals with the design, construction and inspection calculations phone hobby grinders. The individual chapters are gradually dismembered individual nodes, followed by their strength check.

This work may be used for the construction of house use grinders.

OBSAH

1	ÚVOD	10
2	CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE.....	11
3	POPIS BROUŠENÍ A BROUSÍCÍCH NÁSTROJŮ	12
3.1	BROUŠENÍ.....	12
3.2	VYBRANÉ DRUHY BRUSNÝCH KOTOUČŮ	13
4	PRŮZKUM TRHU S VYBRANÝMI BRUSKAMI.....	14
5	POPIS NÁVRHU KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ BRUSKY	18
6	STANOVENÍ ŘEZNÝCH PODMÍNEK	20
6.1	BRUSNÉ RYCHLOSTI.....	20
6.2	ŘEZNÝ ODPOR.....	20
7	NÁVRH A KONTROLA JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ BRUSKY	23
7.1	NÁVRH ELEKTROMOTORU.....	23
7.1.1	Určení výkonu při broušení.....	23
7.1.2	Návrh výkonu elektromotoru	23
7.1.3	Určení elektromotoru	24
7.2	NÁVRH ŘEMENOVÉHO PŘEVODU.....	25
7.2.1	Návrhový výpočet převodového poměru	25
7.2.2	Volba klínového řemene	26
7.2.3	Návrh průměrů řemenic	26
7.2.4	Obvodové rychlosti normalizovaných řemenic	26
7.2.5	Výpočet skutečného převodového poměru	27
7.2.6	Kontrola tolerance řemenového převodu	27
7.2.7	Návrh osové vzdálenosti	28
7.2.8	Výpočet délky řemene.....	29
7.2.9	Výpočet osové vzdálenosti pro montáž a demontáž řemenice	31
7.2.10	Kontrola počtu řemenů	32
7.2.11	Specifikace řemene.....	32
7.2.12	Sílové poměry v řemenovém převodu.....	33
7.3	NÁVRH HŘÍDELE	36
7.3.1	Určení krouticích momentů.....	36
7.3.2	Určení minimálního průměru hřídele	37
7.3.3	Určení maximálních brusných sil.....	37
7.4	PEVNOSTNÍ KONTROLA HŘÍDELE.....	38
7.4.1	Výpočet reakcí	39
7.5	KONTROLA KRITICKÝCH PRŮŘEZŮ NA HŘÍDELI.....	42
7.5.1	statická kontrola hřídele	42
7.5.2	dynamická kontrola hřídele	43
7.5.3	výsledná bezpečnost	44
7.6	NÁVRH A KONTROLA LOŽISEK	45
7.6.1	Ekvivalentní zatížení	45
7.6.2	Základní hodinová trvanlivost.....	46
7.7	KONTROLA TĚSNÉHO PERA NA OTLAČENÍ	47
8	JEDNOTLIVÉ CELKY STOLNÍ BRUSKY	48
8.1	MONTÁŽ A DEMONTÁŽ ŘEMENE.....	48
8.2	STAVITELNÁ PODLOŽKA	49
8.3	SILENTBLOKY	50
8.4	TRANSPORT BRUSKY.....	51
8.5	VOLBA BRUSNÉHO KOTOUČE	52
8.6	UCHYCENÍ BRUSNÉHO KOTOUČE.....	53
8.6.1	Osová síla v hřídeli.....	54
8.6.2	Kontrola upnutí brusného kotouče	55

9	ZÁVĚR.....	57
10	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY.....	58
11	SEZNAM INTERNETOVÝCH ODKAZŮ	60
12	SEZNAM PŘÍLOH	61

Seznam použitých symbolů

Značka	Název značky	Jednotka
a_{SKF}	součinitel životnosti ložiska firmy SKF	[-]
a_l	součinitel životnosti ložiska	[-]
b	šířka pera	[mm]
e	základ přirozeného logaritmu	[-]
d	minimální průměr hřídele	[mm]
f	součinitel tření	[-]
f_k	součinitel tření v klínové drážce	[-]
f_t	součinitel tření plochého řemene	[-]
h	hloubka třísky	[mm]
i	převodový poměr	[-]
i_h	převodový poměr pro hrubé broušení	[-]
i_j	převodový poměr pro jemné broušení	[-]
i_{sk}	skutečný převodový poměr	[-]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
l	délka pera	[mm]
l'	nosná délka pera	[mm]
n_{sk}	skutečné otáčky	[ot.min ⁻¹]
n_M	otáčky motoru	[ot.min ⁻¹]
p_p	tlak na pero	[MPa]
p_D	dovolený tlak na pero	[MPa]
s	přísuv	[mm.ot ⁻¹]
t	hloubka drážky v hřídeli	[mm]
t_l	hloubka drážky v náboji	[mm]
v	obvodová rychlost řemene	[m.s ⁻¹]
v_k	obvodová rychlost kotouče	[m.s ⁻¹]
v_{skh}	skutečná obvodová rychlost při hrubém broušení	[m.s ⁻¹]
v_{skj}	skutečná obvodová rychlost při jemném broušení	[m.s ⁻¹]
A_h	osová vzdálenost při hrubém broušení	[mm]
A_j	osová vzdálenost při jemném broušení	[mm]
A_{max}	maximální osová vzdálenost pro nasazení řemene	[mm]
A_{min}	minimální osová vzdálenost pro nasazení řemene	[mm]

A_{SK}	skutečná osová vzdálenost	[mm]
C	dynamická únosnost ložiska	[kN]
C_L	součinitel vlivu délky řemene	[-]
C_P	součinitel dynamičnosti a pracovního režimu	[-]
C_α	součinitel vlivu úhlu opásání	[-]
C_0	statická únosnost ložiska	[kN]
D	velký průměr ložiska	[mm]
D_{2j}	průměr řemenice pro převod najemno	[mm]
D_{2h}	průměr řemenice pro převod nahrubo	[mm]
D_K	průměr brusného kotouče	[mm]
D_1	průměr hnací řemenice	[mm]
F	obvodová síla	[N]
F_p	síla působící na pero	[N]
F_{pr}	předpětí řemene	[N]
F_A	reakce v podpoře A	[N]
F_{Bj}	síla na obvodu brusného kotouče	[N]
F_O	osová síla vzniklá utažením matice	[N]
F_R	výsledný řezný odpor	[N]
F_{Rh}	síla na obvodu brusného řemenice	[N]
F_V	výsledný řezný odpor	[N]
F_Z	složka brusného odporu	[N]
F_1	síla v odlehčené větvi řemene	[N]
F_2	síla v tažené větvi řemene	[N]
K	počet řemenů	[-]
L_P	předběžná délka řemene	[mm]
M_{kh}	krouticí moment při hrubém broušení	[Nm]
M_{kj}	krouticí moment při jemném broušení	[Nm]
M_{kM}	krouticí moment motoru	[Nm]
M_u	utahovací moment matice	[Nm]
N_P	výkon přenášený jedním řemenem	[kW]
P_B	výkon broušení	[kW]
P_{EL}	výkon elektromotoru	[kW]
P_u	mezní únavové zatížení	[kN]

R_m	mez pevnosti	[MPa]
R_A	reakce v podpoře A	[N]
R_B	reakce v podpoře B	[N]
S_p	plocha pera kontrolovaná na otláčení	[mm ²]
Y_0	radiální koeficient ložiska	[-]
W_k	modul průřezu v krutu	[mm ³]
α	úhel opásání hnané řemenice, souč. tvaru	[°]
β	vrubový součinitel	[-]
γ	doplňkový úhel	[°]
δ'	úhel opásání hnací řemenice	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
φ'	úhel součinitele v závitové drážce	[°]
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
η_L	účinnost ložisek	[-]
η_{RP}	účinnost řemenového převodu	[-]

1 ÚVOD

Hlavní funkcí broušení bylo prakticky až do konce 19. století ostření. Prudký rozvoj technologie broušení byl vyvolán stupňujícími se požadavky na vysokou přesnost součástí, dovolující jejich vzájemnou vyměnitelnost. Rozvoj broušení byl umožněn objevem umělých brousících materiálů s rovnoměrnou a lepší kvalitou, než měly běžné přírodní materiály. I když nová technika stále proniká do technologie broušení, podstata broušení se za celá tisíciletí nezměnila.

Bruska svým řezným výkonem často předstihne ostatní obráběcí stroje, protože pracuje najednou statisíci břitů brusných nástrojů. Hlavní roli při broušení hraje brusič. Jeho empirické znalosti a dovednosti dávají produktu finální tvar, funkční a kinematické vlastnosti.

O výše uvedené poznatky se také opírá tato diplomová práce. Úkolem je zhotovit stolní hobby brusku. Konstrukční řešení je navrženo dle zavedených vztahů a postupů.

Při hledání optimálního konstrukčního řešení byly brány v úvahu požadavky na jednoduchost provedení. Bruska by měla být snadně smontovatelná. Údržba brusky nesmí být náročná. Konstrukční provedení by mělo umožnit broušení různorodých materiálů. Jelikož se jedná pouze o návrh jednoho kusu, ekonomická stránka věci nebyla tím největším omezením.

Bruska by měla pracovat v dílně při okolní teplotě 10-25°C. Provozní doba brusky není nijak omezená. Bruska je navržena do pracovního prostředí zámečnické dílny, svařovny, soustružny a jiných lehčích odvětví strojířského průmyslu.

2 CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE

V rámci splnění diplomové práce byly vytyčeny následující dílčí cíle:

1. Popsat technologii broušení a brousících nástrojů
2. Provést průzkum trhu s bruskami se zaměřením na konstrukční provedení
3. Stanovit parametry funkce brusky (řezné podmínky)
4. Navrhnout a popsat konstrukční řešení pro zadané parametry
5. Dimenzovat a pevnostně zkontrolovat jednotlivé díly
6. Zpracovat výkresovou dokumentaci

3 POPIS BROUŠENÍ A BROUSÍCÍCH NÁSTROJŮ

Broušení je jedna z dokončovacích operací po obrobení. Broušením se dosahuje stupně přesnosti $IT=3$ až $IT=11$ a drsností $R_a=0,2$ až $R_a=3,2$. Nástrojem je brusný kotouč nebo brusné tělísko.

3.1 Broušení

Brousit lze obvodem nebo bokem kotouče. Matematické vyjádření řezné síly při broušení je méně přesné než při ostatních způsobech obrábění. Kinematika jednotlivých zrn brusného kotouče při rotačním broušení je v principu totožná s frézováním. Velký rozdíl je ve tvaru třísky a břitu. Tvar břitu brusného zrna nelze přesně definovat, stejně jako hloubku jeho záběru. Jednotlivá brusná zrna jsou tvarově odlišná a nejsou v brusném kotouči uložena rovnoměrně. Proto odebírají třísky odlišných průřezů. Velikost třísek je při frézování řádově 10^{-3} až 10 mm^2 , ale při broušení je to 10^{-7} až 10^{-4} .

V současné době splňuje broušení tyto hlavní funkce:

- opracování součástí na geometrický tvar a rozměry
- opracování součástí a materiálů, pro něž je jiný způsob komplikovaný nebo nemožný
- opracování součástí a materiálů, pro něž je broušení nejhospodárnější

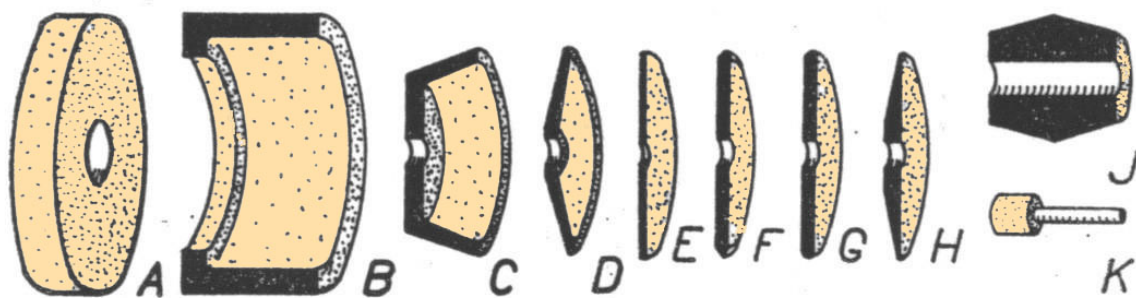
Při vhodně zvolených otáčkách pracuje kotouč se samoostřením [5], tj. aby se tupá zrna vylomila, až se přiměřeně otupí. Tímto způsobem ostření kotouče nejméně ubývá. V praxi lze tento způsob broušení velmi těžce praktikovat.

Při příliš velké rychlosti kotouče zrna ubírají menší třísky, proto jsou tlaky na zrna menší. Tento malý tlak někdy nestačí vylomit tupá zrna. Kotouč pak pálí broušený povrch, nebo se kotouč „ucpává“. V praxi se tomuto obrábění říká, že kotouč „tlačí“. Při volbě vyšších otáček by se jednalo o vysokorychlostní brusky [8].

Při obrábění příliš malou rychlostí se tlak na zrna zvyšuje, výkon klesá a kotouč „měkne“. Zrna se rychle vylamují a kotouč se tím rychleji opotřebí. Vzniká hrubší výbrus.

3.2 Vybrané druhy brusných kotoučů

Existují nejrozmanitější druhy brusných kotoučů a tělísek. Brusný nástroj musí být tvarově přizpůsoben tak, aby se požadovaná plocha dala co nejlépe obrousit. Na obrázku 3.1 jsou uvedeny základní druhy brusných kotoučů. Na obr. 3.2, obr. 3.3 a obr 3.4 jsou uvedeny další brusné kotouče v reálném provedení.



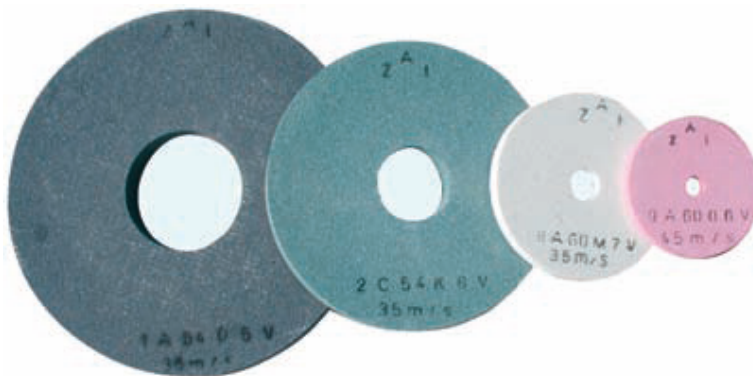
Obr.3.1 A plochý; B hrncový; C miskový; D talířový; E řezací; F s ostrou hranou; G zaoblený; H kuželový; J na nože; K na díry



Obr.3.2 Lamelový kotouč



Obr.3.3 Hrncový kotouč



Obr.3.4 Keramicky pojené kotouče

4 PRŮZKUM TRHU S VYBRANÝMI BRUSKAMI

Na trhu je mnoho typů brusek. Zde jsou popsány vybrané stolní brusky.

1. Dvoukotoučová bruska bg 200 firmy Scheppach



Obr.4.1 Bruska firmy Scheppach

Tato suchá stolní bruska s dvěma kotouči poskytuje rychlou možnost ostření všech druhů čepelí. Silný motor rychle přivede hrubý a hladký kotouč do požadovaných pracovních otáček. S velkým průměrem brusných kotoučů dosáhne rychlých výsledků i pro větší nástroje. Bruska je po designové stránce velmi zdařile provedená. Jeden z průhledných krytů je dokonce vybaven malou lupou pro lepší náhled na broušenou plochu. Na rámu je také umístěna lampička, směřovatelná pomocí „husího krku“. V tab. 4.1 jsou uvedeny základní parametry brusky.

Tab.4.1 Parametry brusky firmy Scheppach

Délka x šířka x výška [mm]	440 x 280 x 340
Hmotnost [kg]	25
Motor [V/50Hz]	230-240
Příkon [W]	550 , 750
Otáčky [ot. min ⁻¹]	2850
Zrnitost kotoučů [-]	36, 60
Max. průměr kotouče [mm]	180
Šířky kotoučů [mm]	20, 34
Cena	3500 Kč

2. Bruska pomaloběžná s křížovými kotouči firmy Power up



Obr.4.2 Bruska firmy Power up

Tato stolní bruska s dvěma kotouči má osy brusných kotoučů vzájemně pootočené o 90°. Pomaloběžný kotouč pracuje ve vodní lázni a slouží k ostření nástrojů, které vyžadují způsob ostření namokro. Bruska je proto vhodná k broušení různých soustružnických nožů a jiných geometricky složitějších nástrojů.

Uvnitř odlitého rámu se skrývají převody s ozubenými koly (čelní soukolí a kuželové soukolí). Bruska je dodávána s kotouči zaručující profi i hobby broušení. Tlačítka pro vypnutí a zapnutí brusky mají ochranné krytí. Dostatečně tuhý rám brusky zaručí vhodné upnutí k pracovnímu stolu. Brousící opěrka je pevně připojena ke krytu kotouče. Celkové provedení brusky zaručuje ergonomicky nenáročné broušení.

Tab.4.2 Parametry brusky firmy Power up

Délka x šířka x výška [mm]	430 x 300 x 280
Hmotnost [kg]	15
Motor [V/50Hz]	220-240
Příkon [W]	550
Otáčky [ot. min ⁻¹]	2800, 150
Zrnitost kotoučů [-]	36, 60
Max. průměr kotouče [mm]	200
Šířky kotoučů [mm]	25, 32
Cena	4000 Kč

3. Dvoukotoučová bruska SB 125 firmy ETA



Obr.4.3 Bruska SB 125 firmy ETA

Největší předností této brusky je tichý chod a možnost upevnění ke stolu pomocí přísavek nebo šrouby. Bruska je vybavená vypínačem chráněným proti vodě prachu. Další předností je rychlá montáž a demontáž plechových krytů brusných kotoučů. V základním provedení bruska neobsahuje žádné kryty pro broušení ani brousící podložky.

Tato bruska má bohužel malý výkon motoru a při broušení kolísají otáčky. Není vhodné touto bruskou brousit tvrdé materiály. Bruska není konstruována na větší řezný odpor. Bruska je vybavena velmi slabým pohonem. Proto je bruska vhodná do domácnosti pro nenáročné broušení. V tab. 4.3 jsou uvedeny základní parametry brusky.

Tab.4.3 Parametry brusky firmy ETA

Délka x šířka x výška [mm]	400 x 250 x 230
Hmotnost [kg]	5
Motor [V/50Hz]	220-240
Příkon [W]	120
Otáčky [ot. min ⁻¹]	2950
Zrnitost kotoučů [-]	36, 60
Max. průměr kotouče [mm]	125
Šířky kotoučů [mm]	16, 27
Cena	1450 Kč

4. Dvoukotoučová stolní bruska SX 125 firmy Valex



Obr.4.4 Bruska firmy Valex

Bruska je určena pro krátkodobé intenzivní řemeslné a hobby použití. Bruska má odolnější odlitý rám. Tento výrobek je možné používat pouze pro krátkodobý chod. Výhodou této brusky je široká škála doplňků. Brusné kotouče jsou zakrytovány tuhými plechovými kryty. Bruska má velké brusné stínítka, které lze snadno nastavit do požadované polohy.

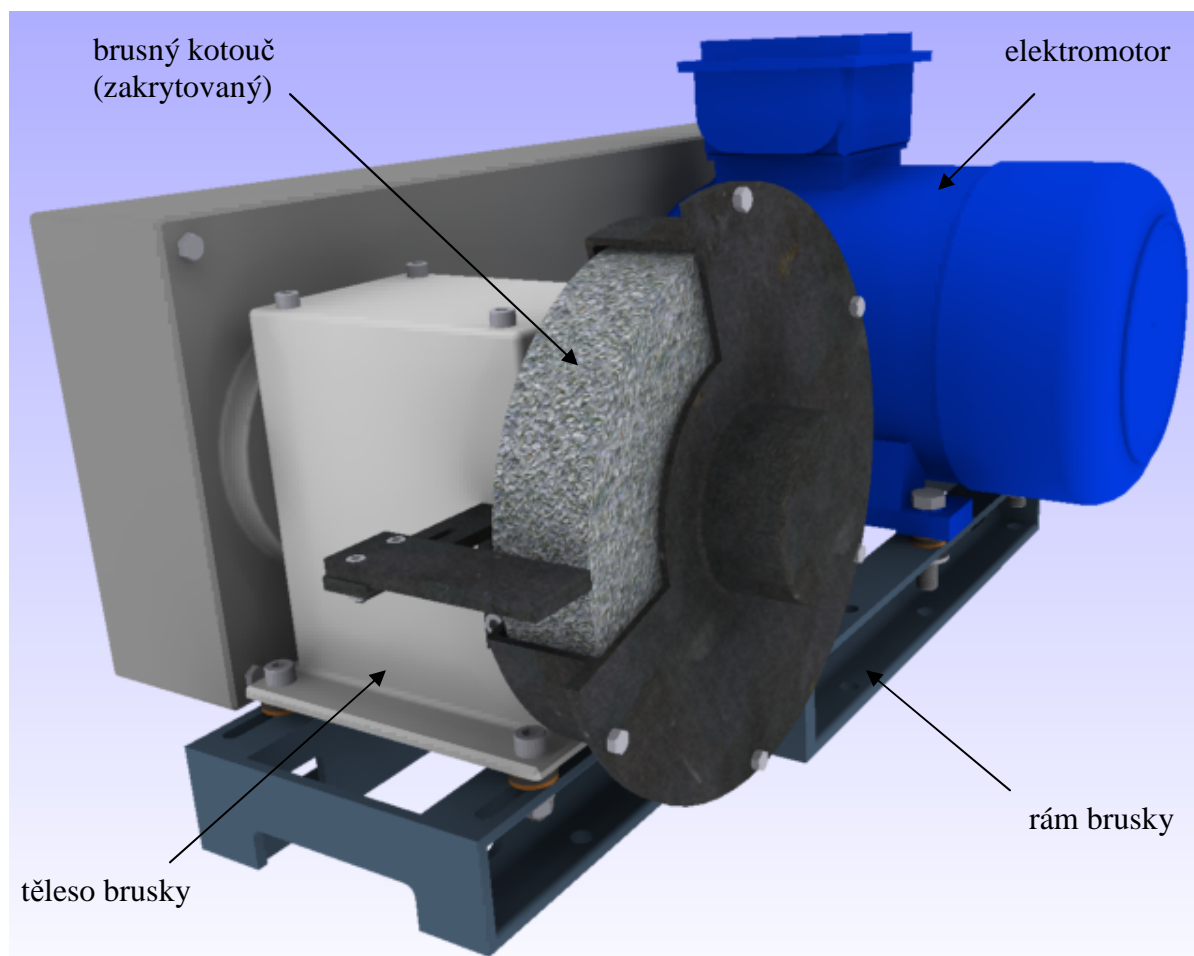
Brusné podložky jsou nedostatečně spojeny ke krytům pomocí šroubu s rýhovanou hlavou. Nastavení brusných podložek je proto nejisté. Podložky se tak při větší zátěži rychle uvolní. Špatně vyřešený prostor kolem děr pro upnutí brusky ke stolu vede k nesnadnému upnutí brusky ke stolu. Jednou z mála předností této brusky je její designové provedení.

Tab.4.4 Parametry brusky firmy Valex

Délka x šířka x výška [mm]	300 x 200 x 250
Hmotnost [kg]	7
Motor [V/50Hz]	220-240
Příkon [W]	250
Otáčky [ot. min ⁻¹]	2950
Zrnitost kotoučů [-]	34, 55
Max. průměr kotouče [mm]	125
Šířky kotoučů [mm]	16, 20
Cena	800 Kč

5 POPIS NÁVRHU KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ BRUSKY

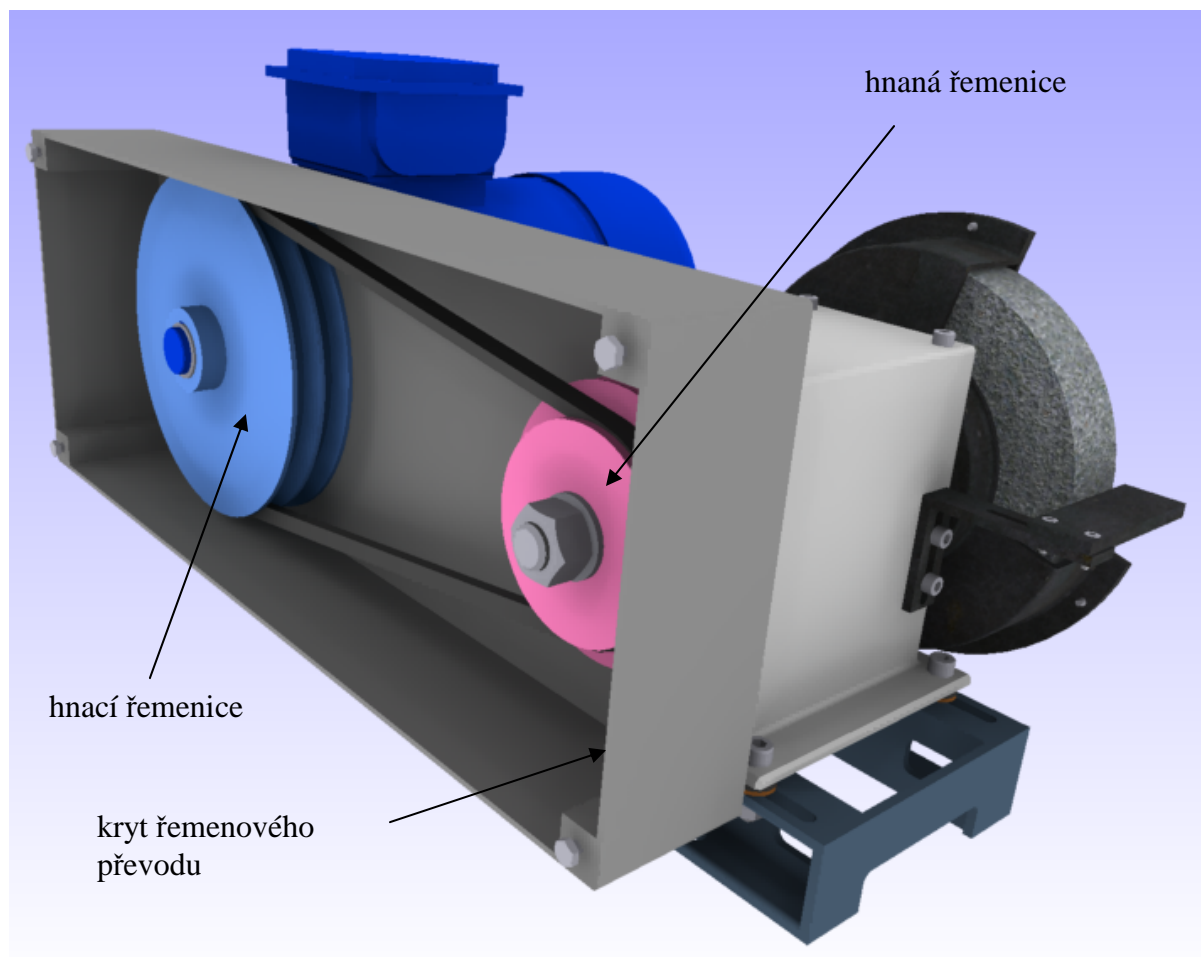
Navržená bruska se skládá ze tří hlavních částí: rámu, tělesa brusky a elektromotoru. Přenos krouticího momentu z elektromotoru na hřídel tělesa je realizován pomocí řemenového převodu s odstupňovanými řemenicemi. Těleso brusky a elektromotor je upevněn k rámu pomocí šroubového spojení. Pro ztlumení vibrací jsou pod elektromotor a těleso brusky umístěny silentbloky. Na obrázku 5.1 je znázorněn celkový model stolní brusky navržené dle následujících kapitol.



Obr.5.1 Model navrhované brusky

Bruska umožňuje hrubé a jemné broušení. Potřebná změna otáček se realizuje pomocí odstupňovaných řemenic. Pro snadnou změnu otáček jsou v rámu vyfrézovány drážky, které zajistí nastavení požadované osové vzdálenosti řemenového převodu.

Bruska je opatřena bezpečnostními kryty řemenového převodu a brusného kotouče. Pro pohodlné broušení je na tělese brusky upevněna brousící podložka stavitelná ve dvou osách. Brusku lze pomocí 4 šroubů upevnit ke stolu.



Obr. 5.1 Model navrhované brusky

Výkon přenáší jeden klínový řemen klasického průřezu velikosti A. Normalizovaná délka řemene je 1120[mm]. Pro obě rychlosti broušení je použit stejný řemen. Nastavení požadované osové vzdálenosti a následné napnutí řemene lze provést posunutím tělesa brusky v drážkách rámu.

6 STANOVENÍ ŘEZNÝCH PODMÍNEK

Podle podmínek a omezení (prostředí, teplota, náročnost broušení) byly navrženy řezné podmínky.

6.1 Brusné rychlosti

Zvolené řezné rychlosti jsou uvedeny v tab. 6.1. Tyto řezné rychlosti byly stanoveny podle [2], [5], [6], [8]. Řezné rychlosti odpovídají provozu v zámečnické, soustružnické a podobné dílně. Brusný kotouč má rozměry 200x40x32 (Dxbxd).

Tab.6.1 Zvolené otáčky navrhované brusky

Typ broušení	Otáčky [ot.min ⁻¹]	Obvodová rychlost kotouče	
		[m.s ⁻¹]	[m.min ⁻¹]
Najemno	3342	35	2100
Nahrubo	2390	25	1500

6.2 Řezný odpor

Velikost řezných sil při broušení závisí nejen na způsobu broušení a na nastavení řezných podmínek, ale také na zrnitosti brusiva, druhu a tvrdosti pojiva a struktuře kotouče. Při opotřebení kotouče může dojít k nárůstu řezné síly až o několik set procent.

Vyráběné dvoukotoučové brusky jsou dimenzovány na mnohdy nedostačující řezné podmínky. To má za následek snížení ceny brusky, ale hlavně snížení životnosti celé brusky. Zvolené řezné podmínky z tab. 6.2 zaručí dlouhou životnost a větší brusnou únosnost celé brusky (podle [5], [8], [4]).

Tab.6.2 Zvolené brusné podmínky

Parametr	Velikost parametru
Hloubka třísky h	0,008 [mm]
Přířuv s	0,03 [mm · ot ⁻¹]
obvodová rychlost kotouče v_k	2100 [m · min ⁻¹]

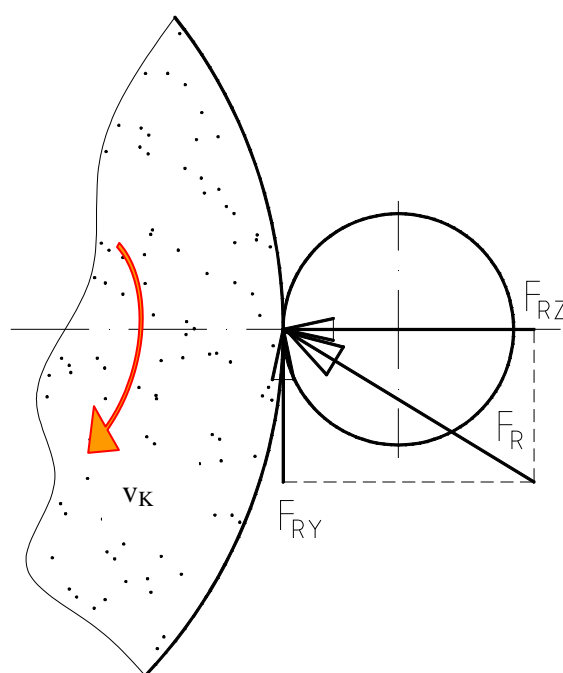
Jako u většiny druhů obrábění, i u broušení rozkládáme řezný odpor do tří složek. Největší složka řezného odporu vznikajícího při broušení je normálová síla F_{RZ} . Tato síla se ale odvozuje od tečné složky řezného odporu F_{RY} . Rozložení řezného odporu je patrné z obrázku 6.1. Tečná složka řezného odporu se určuje podle [2] :

$$F_{RY} = 6 \cdot v_k^{0,8} \cdot s^{0,8} \cdot h^{0,8} \quad (6.1)$$

$$F_{RY} = 6 \cdot 2100^{0,8} \cdot 0,03^{0,8} \cdot 0,08^{0,8}$$

$$F_{RY} \doteq 22[\text{N}]$$

kde v_k , s , h jsou řezné podmínky viz.: tab. 6.2



Obr.6.1 Rozložení sil při broušení

Praxe a měření ukázaly, že složky brusného odporu lze empiricky porovnat. Proto byl volen poměr (6.2) podle [2].

$$\frac{F_{RZ}}{F_{RY}} = 1,2 \div 3[-]$$

pro další výpočet celkové řezné síly postačí volit

$$F_{RZ} = 2F_{RY} \quad (6.2)$$

Složka F_{RX} je velmi proměnlivá a je závislá na průměru brusného kotouče. Navíc je násobně menší než zbývající dvě složky a při výše volených brusných podmínkách ji můžeme zanedbat.

Celková velikost řezného odporu se poté určí podle vztahu (6.3):

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{F_{RY}^2 + F_{RZ}^2} = \sqrt{F_{RY}^2 + (2F_{RY})^2} \\ F_R &= \sqrt{22^2 + 44^2} \\ F_R &\doteq 50[\text{N}] \end{aligned} \tag{6.3}$$

Od této řezné síly se odvíjí výpočet výkonu brousícího vřeteníku brusky [8].

7 NÁVRH A KONTROLA JEDNOTLIVÝCH DÍLŮ BRUSKY

7.1 Návrh elektromotoru

Při návrhu elektromotoru bylo vycházeno z podmínek pro broušení najemno. Při tomto způsobu broušení je zapotřebí největšího výkonu.

7.1.1 Určení výkonu při broušení

Určení výkonu při broušení je nezbytný pro další návrh výkonu elektromotoru.

Ze zavedených rovnic vyplývá:

$$P_B = F_R \cdot v_k \quad (7.1)$$

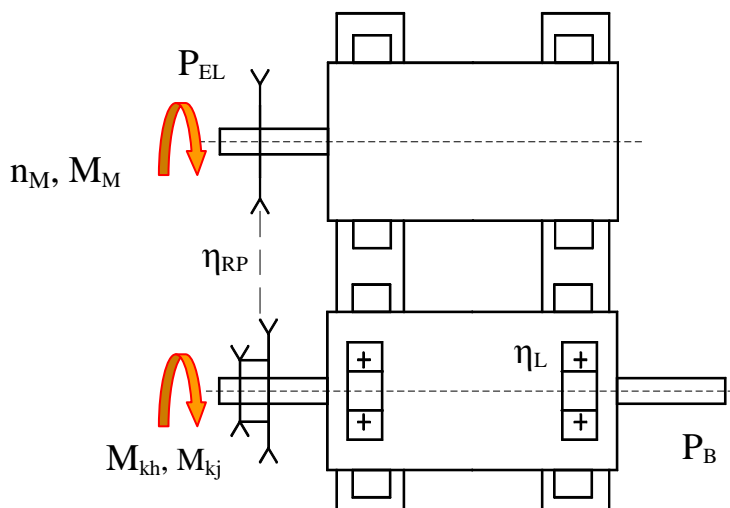
$$P_B = 50 \cdot 35$$

$$P_B = 1750 [\text{W}]$$

Výkon potřebný pro broušení je tedy 1,75kW

7.1.2 Návrh výkonu elektromotoru

Z hlediska teoretického výkonového toku, je výkon potřebný pro broušení srovnatelný s výkonem elektromotoru. Z konstrukční praxe je ale zřejmé, že se část výkonu zmaří v ložiskovém uzlu a v řemenovém převodu.



Obr.7.1 Výkonový tok při broušení

Z výše uvedeného vyplývá výkon elektromotoru:

$$P_{EL} = P_B \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{RP} \quad (7.2)$$

$$P_{EL} = 1,75 \cdot 0,999^{-2} \cdot 0,95^{-1}$$

$$P_{EL} = 1,9 \text{ kW}$$

Je vhodné připomenout, že vyráběné brusky, které jsou prodávány v různých supermarketech a internetových obchodech, mají výkon elektromotoru nejčastěji v rozmezí od 0,5kW do 1kW.

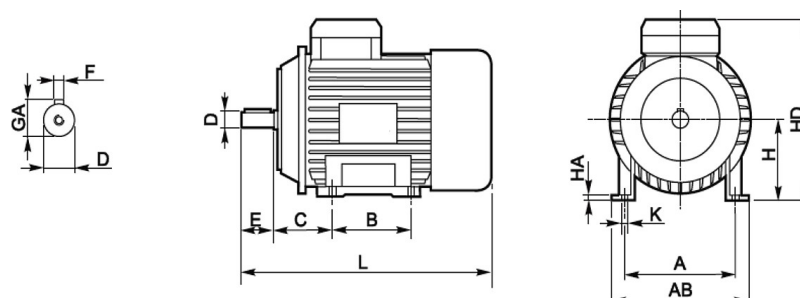
Navrhovaná bruska splňuje brusné podmínky pro hobby broušení (viz. tab 6.2). Ovšem při přepočítání výkonu je zřejmé, že tato bruska vydrží větší nároky na broušení. Při úběru větší třísky nebudou ani kolísat otáčky, ani se radikálně sníží životnost celé brusky.

7.1.3 Určení elektromotoru

Podle [19] byl zvolen jako poháněcí mechanismus brusky:

Elektromotor SIEMENS 1LA7100-4AA6x

Trojfázové asynchronní motory jsou určeny k pohonu průmyslových zařízení, např. ventilátorů, čerpadel, obráběcích strojů, lisů apod. Lze je používat pro prostředí mírného klimatu, ve zvláštních provedeních i v jiných klimatických podmínkách. V tab. 7.1 jsou uvedeny rozměry zvoleného elektromotoru, v tab. 7.2 jsou uvedeny vybrané vlastnosti navrženého elektromotoru



Tab.7.1 Rozměrové parametry elektromotoru

osová výška	A	AA	AB	AC	B	BB	C	CA	H	HA	HD	HF	K	KA
100L	160	42	196	196	140	176	63	125	100	12	235	78	12	16

Tab.7.2 Vlastnosti elektromotoru

Typová řada:	1LA7
Velikost (osová výška):	100 mm
Výkon:	2,2 kW
Otáčky:	1 420 min⁻¹
Počet pólů:	Čtyřpólový
Napětí:	400 / 690V 50Hz
Krytí:	IP 55
Kostra:	Hliníková
Pro teplotu okolí:	od -30°C do + 40°C
Pro trvalé zatížení:	S1
Standardní nátěr:	Odstín RAL 7030

7.2 Návrh řemenového převodu

Bruska umožňuje hrubé a jemné broušení. Pro lepší orientaci a přehlednost budou převodové poměry značeny indexy j,h

j... broušení najemno

h...broušení nahrubo

7.2.1 Návrhový výpočet převodového poměru

Vypočtené převodové poměry jsou uvedeny v tabulce 7.3.

$$i = \frac{n_M}{n_{\text{brusky}}}$$

$$i_j = \frac{n_M}{n_j} = \frac{1420}{3342} \quad (7.3)$$

$$i_j = 0,425[-]$$

$$i_h = \frac{n_M}{n_h} = \frac{1420}{2390}$$

$$i_h = 0,594[-]$$

kde: n_M jsou otáčky elektromotoru

$n_{h,j}$ jsou otáčky pro broušení najemno, nahrubo

Tab.7.3 Vypočtené převodové poměry

Typ broušení	Převodový poměr
Najemno	$i_j = 0,425$
Nahrubo	$i_h = 0,594$

7.2.2 Volba klínového řemene

Do diagramu v [18] byly vyneseny otáčky malé řemenice $n_j=3342[\text{ot.min}^{-1}]$ a přenášený výkon $P_{el}=2,2[\text{kW}]$. Podle průsečíku těchto hodnot byl zvolen:

řemen velikosti A

7.2.3 Návrh průměrů řemenic

Do převodového poměru pro broušení najemno byl, z konstrukčních hledisek, volen nejmenší možný průměr řemenice $D_{2j}=90[\text{mm}]$ podle [16].

Od tohoto zvoleného průměru D_{2j} jsou odvozeny další výpočtové průměry řemenic. Tyto přepočítané (normalizované) výpočtové průměry řemenic, podle normy [16], jsou uvedeny v tab. 7.4.

Průměr hnací řemenice

$$D_1 = D_{2j} \cdot \frac{1}{i_j} \quad (7.4)$$

$$D_1 = 90 \cdot \frac{1}{0,43}$$

$$D_1 = 211 [\text{mm}]$$

Volen normalizovaný průměr $D_1=200[\text{mm}]$

Průměry hnaných řemenic pro jednotlivé rychlosti

$$D_{2h} = D_1 \cdot i_h \quad (7.5)$$

$$D_{2h} = 200 \cdot 0,59$$

$$D_{2h} = 124 [\text{mm}]$$

Volen normalizovaný průměr $D_{2h}=118[\text{mm}]$

7.2.4 Obvodové rychlosti normalizovaných řemenic

$$v_{SKj} = \frac{\pi \cdot D_{2j} \cdot n_j}{60} \quad (7.6)$$

$$v_{SKj} = \frac{\pi \cdot 0,090 \cdot 3156}{60}$$

$$v_{SKj} = 14,8 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$v_{SKh} = \frac{\pi \cdot D_{2h} \cdot n_h}{60} \quad (7.7)$$

$$v_{SKh} = \frac{\pi \cdot 0,118 \cdot 2406}{60}$$

$$v_{SKh} = 14,8 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

Tab.7.4 Skutečné otáčky a normalizované výpočtové průměry řemenic

Typ broušení	i_{sk} [-]	n_M [ot/min]	n_{sk} [ot/min]	D_1 [mm]	D_{2i} [mm]	v_{sk} [m/s]
Najemno	0,454	1420	3156	200	$D_{2i}=90$	14,8
Nahrubo	0,595	1420	2406	200	$D_{2h}=118$	14,8

7.2.5 Výpočet skutečného převodového poměru

Volen řemen **Record**, kde skluz $s_K = 0,01 [-]$ podle [19].

$i_{skj,h}$ jsou skutečné převodové poměry pro daný převod

$$i_{SKj} = \frac{D_{2j}}{D_1 \cdot (1 - s_K)} = \frac{90}{200 \cdot (1 - 0,01)} \quad (7.8)$$

$$i_{SKj} = 0,454 [-]$$

$$i_{SKh} = \frac{D_{2h}}{D_1 \cdot (1 - s_K)} = \frac{118}{200 \cdot (1 - 0,01)} \quad (7.9)$$

$$i_{SKh} = 0,595 [-]$$

7.2.6 Kontrola tolerance řemenového převodu

Podle norem [16], [17], [18], [19] byl navržen a zkontrolován řemenový převod.

Normalizované výpočtové průměry řemenic musí splňovat podmínku 5-ti procentní tolerance převodového poměru. Vypočtené tolerance jsou uvedeny v tab. 7.5.

$$\Delta i = \pm 5 [\%]$$

$$\left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \cdot i_j \leq i_{SKj} \leq \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \cdot i_j \quad (7.10)$$

$$\left(1 - \frac{5}{100}\right) \cdot 0,436 \leq 0,454 \leq \left(1 + \frac{5}{100}\right) \cdot 0,471$$

$$\left(1 - \frac{\Delta i}{100}\right) \cdot i_h \leq i_{SKh} \leq \left(1 + \frac{\Delta i}{100}\right) \cdot i_h \quad (7.11)$$

$$\left(1 - \frac{5}{100}\right) \cdot 0,582 \leq 0,595 \leq \left(1 + \frac{5}{100}\right) \cdot 0,625$$

Tab.7.5 Vypočtené převodové poměry

Typ broušení	Tolerance převodového poměru [-]
Najemno	$0,436 \leq 0,454 \leq 0,471$
Nahrubo	$0,582 \leq 0,595 \leq 0,625$

Z tab. 7.5 je patrné úspěšné navržení převodového poměru

7.2.7 Návrh osové vzdálenosti

Pro předběžný návrh osové vzdálenosti platí následující vztah. Zvolená osová vzdálenost by měla ležet v těchto mezích:

$$A_j' = (0,7 \div 2) \cdot (D_{2j} + D_1) \quad (7.12)$$

$$A_j' = (0,7 \div 2) \cdot (90 + 200)$$

$$A_j' = 203 \div 580 \text{ [mm]}$$

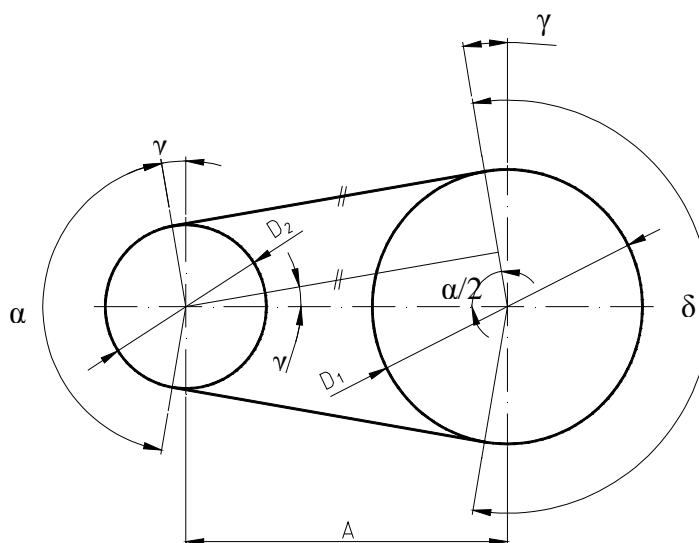
$$A_h' = (0,7 \div 2) \cdot (D_{2h} + D_1) \quad (7.13)$$

$$A_h' = (0,7 \div 2) \cdot (118 + 200)$$

$$A_h' = 222 \div 636 \text{ [mm]}$$

Pro počáteční výpočty délky řemene byla zvolena osová vzdálenost $A=300[\text{mm}]$

7.2.8 Výpočet délky řemene



Obr.7.2 Geometrické schéma délky řemene

Jako první budou přepočítány úhly pro převod s hnací řemenicí D_1 a hnanou řemenicí D_{2j} . Tyto úhly jsou znázorněny na obr. 7.2. V tab. 7.6 jsou uvedeny vypočtené úhly (i pro převod D_1 - D_{2h}).

kde:

α [°] ... úhel opásání hnané řemenice

γ [°] ... doplňkový úhel

δ [°] ... úhel opásání hnací řemenice

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{D_1 - D_{2j}}{2 \cdot A} \quad (7.14)$$

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{200 - 90}{2 \cdot 300}$$

$$\frac{\alpha}{2} = 79,4^\circ$$

$$\gamma = 90 - \frac{\alpha}{2} \quad (7.15)$$

$$\gamma = 90 - 80,6$$

$$\gamma = 10,6^\circ$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot \gamma \quad (7.16)$$

$$\delta = 180 + 2 \cdot 10,6$$

$$\delta = 201^\circ$$

Tab.7.6 Vypočtené úhly řemenového převodu

Typ broušení	$\alpha/2$	γ	δ
Najemno	79,4°	10,6°	201°
Nahrubo	80,6°	9,4°	199°

Předběžná délka řemene byla určena :

$$L_p' = 2 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_{2h}) + \frac{\pi \cdot \gamma}{180} \cdot (D_1 - D_{2h}) \quad (7.17)$$

$$L_p' = 2 \cdot 300 \cdot \sin 80,6 + \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 118) + \frac{\pi \cdot 9,4}{180} \cdot (200 - 118)$$

$$L_p' = 1105 [\text{mm}]$$

kde A[mm] je předběžná osová vzdálenost

Podle [15] byla zvolena **normalizovaná výpočtová délka řemene:**

$$L_p = 1120 [\text{mm}]$$

Dále přepočítáme skutečnou osovou vzdálenost pro oba převodové poměry. Do výpočtu (7.17) dosadíme výsledky z tabulek 7.4 a 7.6. . Vypočtené skutečné osové vzdálenosti jsou uvedeny v tab. 7.7. Hodnota 1,04 představuje zvětšení výpočtové délky řemene v důsledku napnutí řemene.

$$A_{sk} = \frac{1,04 \cdot L_p - \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + d_{2i}) - \frac{\pi \cdot \gamma}{180} (D_1 - d_{2i})}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (7.18)$$

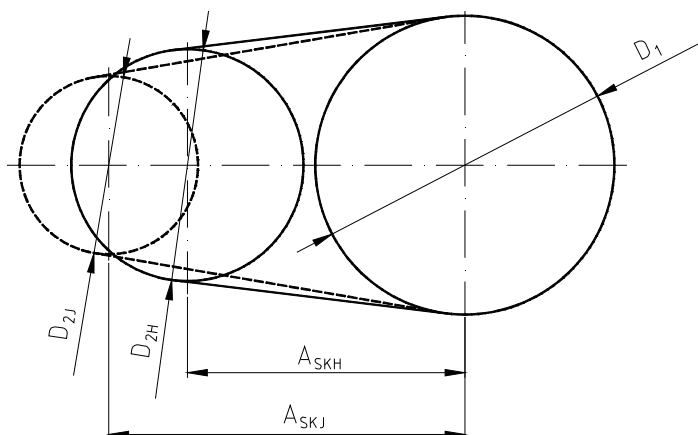
$$A_{skj} = \frac{1,04 \cdot 1120 - \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 90) - \frac{\pi \cdot 10,6}{180} (200 - 90)}{2 \cdot \sin 79,4}$$

$$A_{skh} = \frac{1,04 \cdot 1120 - \frac{\pi}{2} \cdot (200 + 118) - \frac{\pi \cdot 9,4}{180} (200 - 118)}{2 \cdot \sin 80,6}$$

Tab.7.7 Skutečné osové vzdálenosti

Typ broušení	A_{sk} [mm]
Najemno	352
Nahrubo	330

Tyto osové vzdálenosti budou sloužit k návrhu napínání řemene.



Obr.7.3 Schéma osových vzdáleností

7.2.9 Výpočet osové vzdálenosti pro montáž a demontáž řemenice

Pro snadné nasazení řemenice a napnutí řemene platí níže uvedené vztahy. Vypočtené montážní osové vzdálenosti pro jednotlivé druhy broušení jsou uvedeny v tab. 7.8

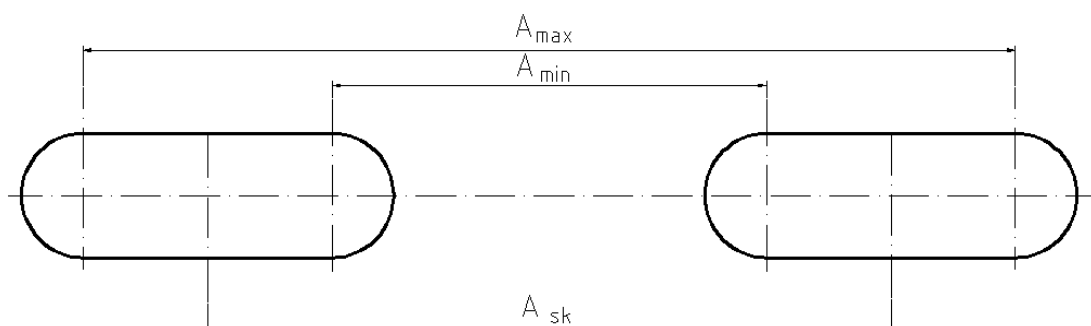
$$A_{\min j} = A_{SKj} - 0,01 \cdot L_p = 352 - 0,01 \cdot 1120 = 340,8[\text{mm}] \quad (7.19)$$

$$A_{\max j} = A_{SKj} + 0,03 \cdot L_p = 352 + 0,03 \cdot 1120 = 385,6[\text{mm}] \quad (7.20)$$

Tab.7.8 Montážní osové vzdálenosti

Typ broušení	A_{\min}	A_{\max}
Najemno	340,8	385,6
Nahrubo	318,8	363,6

V řemenovém převodu není napínací řemenice. Napínání řemene je realizováno pomocí posunutí tělesa brusky v drážkách rámu. Vzdálenosti drážek popisuje obrázek 7.4.



Obr.7.4 Meze osové vzdálenosti řemenového převodu

7.2.10 Kontrola počtu řemenů

Jelikož je z konstrukčního hlediska nezbytné, aby byl řemenový převod uskutečněn pouze jedním řemenem, provedeme dle [16] kontrolu počtu řemenů:

$$K = \frac{P}{N_p \cdot C_K} \quad (7.21)$$

kde:

C_K [-] ... součinitel počtu řemenů v převodu ($C_K=1$ pro 1 řemen)

N_0 [kW] ... ideální jmenovitý výkon na 1 řemen

C_α [-] ... součinitel vlivu úhlu opásání

C_L [-] ... součinitel vlivu délky řemene

C_p [-] ... součinitel dynamičnosti pracovního režimu

P [kW] ... přenášený výkon

Výkon přenesený jedním řemenem:

$$N_p = N_0 \cdot \frac{C_\alpha \cdot C_L}{C_p} \quad (7.22)$$

$$N_p = 3,18 \cdot \frac{0,86 \cdot 0,91}{1}$$

$$N_p = 2,49 [\text{kW}]$$

Po zpětném dosazení do rovnice (7.21) vypočteme potřebný počet řemenů

Potřebný počet řemenů k přenesení výkonu:

$$K = \frac{2,2}{2,49 \cdot 1}$$

$$K = 0,88 [-]$$

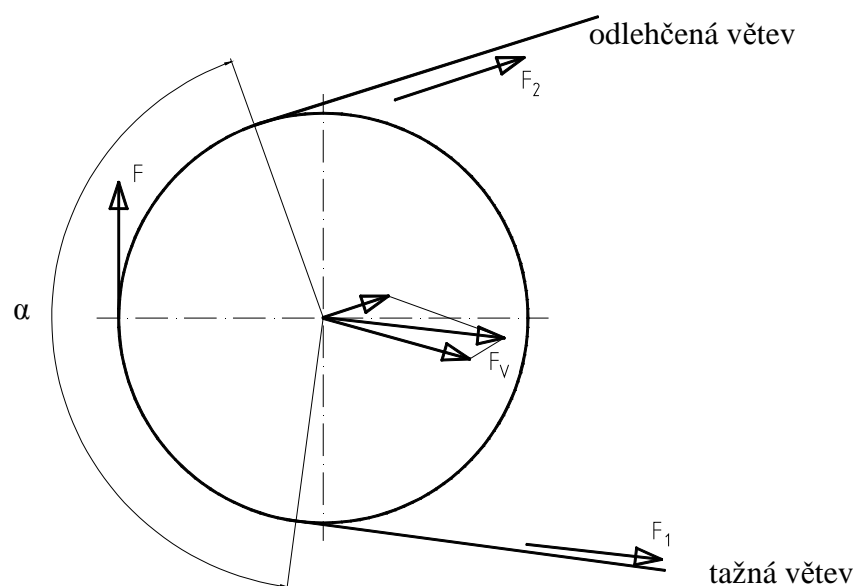
Po provedené kontrole je zřejmé, že pro přenos výkonu z elektromotoru na hřídel nám postačí pouze 1 řemen.

7.2.11 Specifikace řemene

Podle norem [16] až [19] byl volen klasický klínový řemen :

ŘEMEN A – 1120 ČSN 02 3110

7.2.12 Silové poměry v řemenovém převodu



Obr.7.5 Síly působící v řemeni

Výpočtové vztahy určeny podle [16] :

součinitel tření v klínové drážce:

$$f_k = \frac{f_t}{\sin \frac{\beta}{2}} \quad (7.23)$$

$$f_k = \frac{0,52}{\sin \frac{34}{2}}$$

$$f_k = 0,65$$

kde součinitel tření plochého řemene f_t :

$$f_t = f_o + 0,012 \cdot v_{skj} \quad (7.24)$$

$$f_t = 0,35 + 0,012 \cdot 14,8$$

$$f_t = 0,52$$

$f_o = 0,35 [-]$... součinitel suchého tření nezaběhnutého pryžového řemene podle [16].

$v_{skj} [m.s^{-1}]$... obvodová rychlost řemene (7.6)

β ... úhel klínové drážky, odvozen od typu řemene podle [16]

síla v tažné větvi:

$$F_1 = F \cdot \frac{e^{f_k \cdot \alpha}}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1} = F \cdot \frac{e^{0,65 \cdot 1,396}}{e^{0,65 \cdot 1,396} - 1} \quad (7.25)$$

Řemen přenáší z hnací řemenice na hnanou obvodovou sílu:

$$F = \frac{1000 \cdot P_{EL}}{v_{skj}} \quad (7.26)$$

$$F = \frac{1000 \cdot 2,2}{14,8}$$

$$F = 150[N]$$

Hodnota výrazu $e^{f_k \cdot \alpha}$ závisí na úhlu opásání a na součiniteli f_k . Proto byl pro zjednodušení podle [1] pro klínový pryžový řemen vypočten v (7.25) výraz $e^{f_k \cdot \alpha} = 6$ (α [rad]).

Po zpětném dosazení do rovnice (7.25) vypočteme sílu v tažné větvi převodu:

$$F_1 = 150 \cdot \frac{6}{6-1}$$

$$F_1 = 180[N]$$

síla v odlehčené větvi:

$$F_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f_k \cdot \alpha} - 1}$$

$$F_2 = 150 \cdot \frac{1}{6-1}$$

$$F_2 = 30[N]$$

potřebné předpětí:

$$F_{pr} = \frac{F_1 + F_2}{2} \cdot k \quad (7.27)$$

$$F_{pr} = \frac{180 + 30}{2} \cdot 1,5$$

$$F_{pr} = 140[N]$$

kde: $k=(1,3 \div 1,6)$ je bezpečnost proti prokluzu podle [16]

výslednice sil ve větvích řemene:

Tato síla je výslednice sil tažné a volné větve. Tato síla radiálně namáhá ložiska.

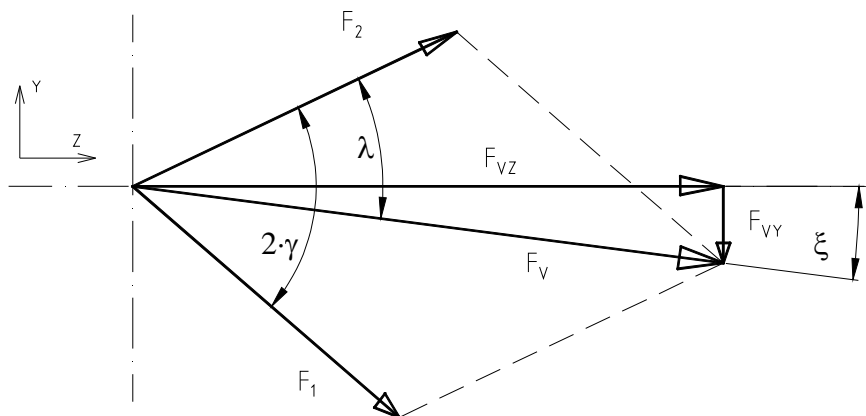
$$F_v = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha} \quad (7.28)$$

$$F_v = \sqrt{180^2 + 30^2 - 2 \cdot 180 \cdot 32 \cdot \cos 158,8}$$

$$F_v = 210[N]$$

rozložení výsledné síly F_V do složek F_{VY} a F_{VZ} :

Rozložení této síly je potřebné pro pevnostní výpočet hřídele v kapitole 7.4. Obrázek 7.6 schématicky popisuje vzorce podle [16].



Obr.7.6 Síly vzniklé napnutím řemene

$$\sin \lambda = \frac{F_1}{F_V \cdot \sin 2\gamma} \quad (7.29)$$

$$\lambda = \arcsin\left(\frac{180}{210 \cdot \sin 2 \cdot 10,6}\right)$$
$$\lambda = 17,94[^\circ]$$

$$\xi = \lambda - \gamma \quad (7.30)$$

$$\xi = 17,94 - 10,6$$

$$\xi = 7,34[^\circ]$$

$$F_{VY} = F_V \cdot \sin \xi \quad (7.31)$$

$$F_{VY} = 210 \cdot \sin 7,34$$

$$F_{VY} = 27[N]$$

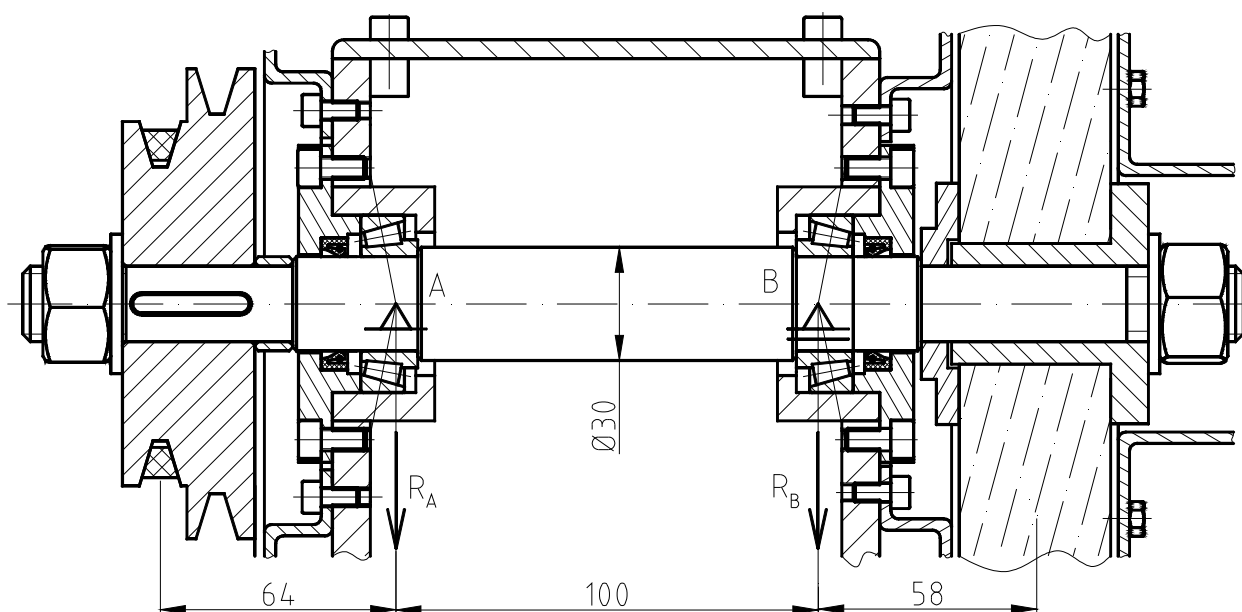
$$F_{VZ} = F_V \cdot \cos \xi \quad (7.32)$$

$$F_{VZ} = 210 \cdot \cos 7,34$$

$$F_{VZ} = 208[N]$$

7.3 Návrh hřídele

Navržená hřídel je v řezu tělesa zobrazena na obr. 7.6. Hřídel je uložena v tělese brusky v kuželíkových ložiscích typu SKF 32 005X. Další detaily viz.: příloha 1.)



Obr. 7.6 Uložení hřídele v tělese

7.3.1 Určení krouticích momentů

Krouticí moment M_{kM} na výstupní hřídeli elektromotoru určíme ze vztahu (7.29):

$$M_{kM} = 9,55 \cdot \frac{P_M}{n_M} \quad (7.33)$$

$$M_{kM} = 9,55 \cdot \frac{2200}{1420}$$

$$M_{kM} = 14,8 [\text{Nm}]$$

Jelikož se jedná o převod dorychla, je zřejmé, že na hřídeli tělesa brusky bude přenesen menší krouticí moment (7.34) než je M_{kM} .

$$M_{kh} = M_{kM} \cdot i \cdot \eta_{RP} \cdot \eta_L \quad (7.34)$$

$$M_{kh} = 14,8 \cdot 0,59 \cdot 0,995 \cdot 0,999$$

$$M_{kh} = 8,9 [\text{Nm}]$$

Bruska má 2 brusné rychlosti. Podle (7.34) analogicky určíme krouticí moment i pro rychlost broušení najemno. Vypočtené krouticí momenty jsou uvedeny v tab. 7.9.

Tab.7.9 Přehled krouticích momentů

Typ broušení	M _k na výstupu z motoru [Nm]	M _{ki} [Nm]
Najemno	14,8	M_{kj}=4,2
Nahrubo	14,8	M_{kh}=8,9

7.3.2 Určení minimálního průměru hřídele

Pro prvotní návrhový výpočet minimálního průměru hřídele bylo voleno dovolené napětí v krutu $\tau_{Dk} = 25[\text{MPa}]$

Minimální průměr hřídele je odvozen podle vztahu (7.35).

$$\begin{aligned}\tau_{Dk} &\leq \frac{M_k}{W_k} \\ \tau_{Dk} &\leq \frac{M_{kh}}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}}\end{aligned}\quad (7.35)$$

Po úpravě :

$$\begin{aligned}d &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{kh}}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} \\ d &= \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 8900}{\pi \cdot 25}} \\ d &= 12,2[\text{mm}]\end{aligned}\quad (7.36)$$

Z konstrukčních hledisek [3] byl zvolen minimální průměr hřídele d:

$$\mathbf{d=20[mm]}$$

7.3.3 Určení maximálních brusných sil

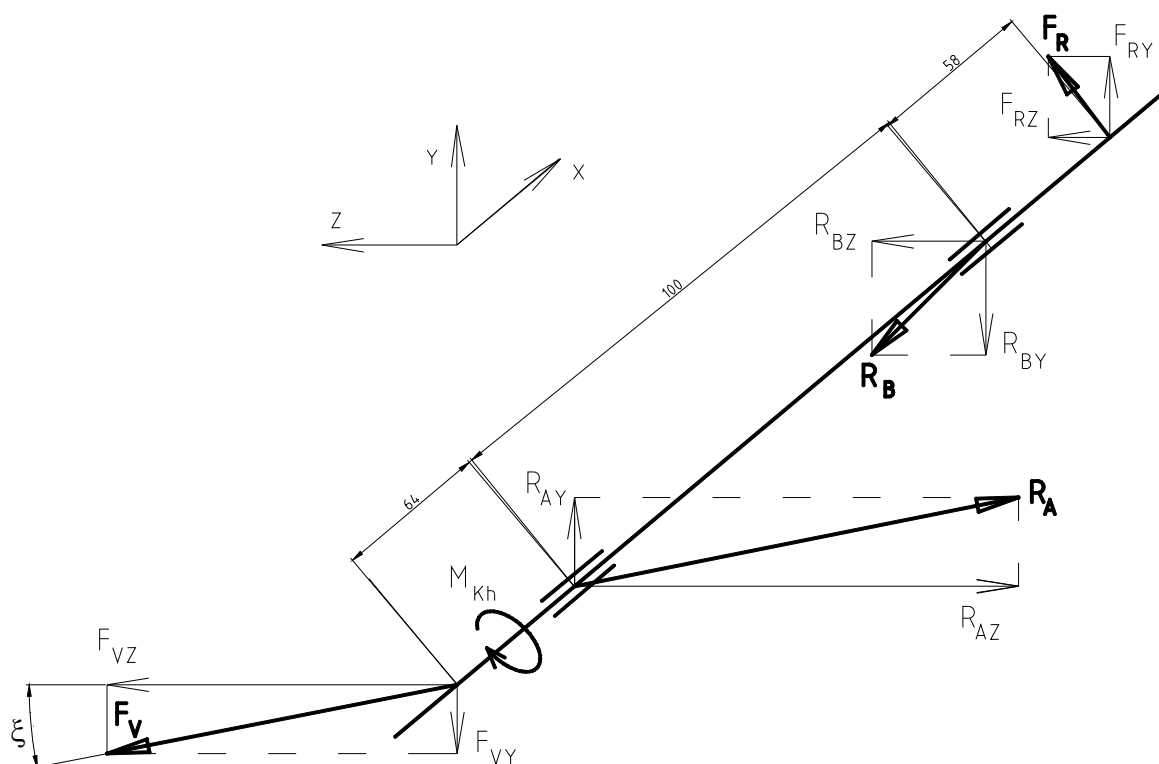
Pokud je síla na obvodu kotouče (vyvozená krouticím momentem) malá, může dojít ke zhoršení brusných podmínek.

$$F_{Bj} = \frac{2 \cdot M_{kj}}{D_K} = \frac{2 \cdot 4200}{200} = 42[\text{N}]\quad (7.37)$$

$$F_{Bh} = \frac{2 \cdot M_{kh}}{D_K} = \frac{2 \cdot 8900}{200} = 89[\text{N}]\quad (7.38)$$

7.4 Pevnostní kontrola hřídele

Hřídel je zatížena kroutícím momentem a namáhána výslednicí sil v řemeni F_V (viz.: kap. 7.2.12) a řezným odporem F_R . Pevnostní kontrola hřídele byla provedena také pomocí PC softwaru Autodesk Inventor 2008. Zjednodušený model výpočtu je na obrázku 7.8. Reakce (podpory) v kuželíkových ložisek jsou k sobě posunuty o 4mm (viz.: obr. 7.11 a [26]).



Obr.7.7 3D model zatížení hřídele

V tabulce 7.10 jsou znázorněny vybrané výsledky provedené pevnostní kontroly hřídele. Dále jsou graficky znázorněny výsledky provedené kontroly.

7.4.1 Výpočet reakcí

1. $\sum F_Y = 0 : -F_{VY} + R_{AY} - R_{BY} + F_{RY} = 0$
2. $\sum F_Z = 0 : F_{VZ} - R_{AZ} + R_{BZ} + F_{RZ} = 0$
3. $\sum M_{AY} = 0 : -F_{VY} \cdot 64 + R_{BY} \cdot 100 - F_{RY} \cdot 158 = 0$
4. $\sum M_{AZ} = 0 : F_{VZ} \cdot 64 - R_{BZ} \cdot 100 - F_{RZ} \cdot 158 = 0$

$$3. \quad R_{BY} = \frac{F_{RY} \cdot 158 + F_{VY} \cdot 64}{100} = \frac{22 \cdot 158 + 27 \cdot 64}{100} = 52[\text{N}]$$

$$4. \quad R_{BZ} = \frac{F_{VZ} \cdot 64 - F_{RZ} \cdot 158}{100} = \frac{208 \cdot 64 - 44 \cdot 158}{100} = 63[\text{N}]$$

$$1. \quad R_{AY} = F_{VY} - F_{RY} + R_{BY} = 27 - 22 + 52 = 57[\text{N}]$$

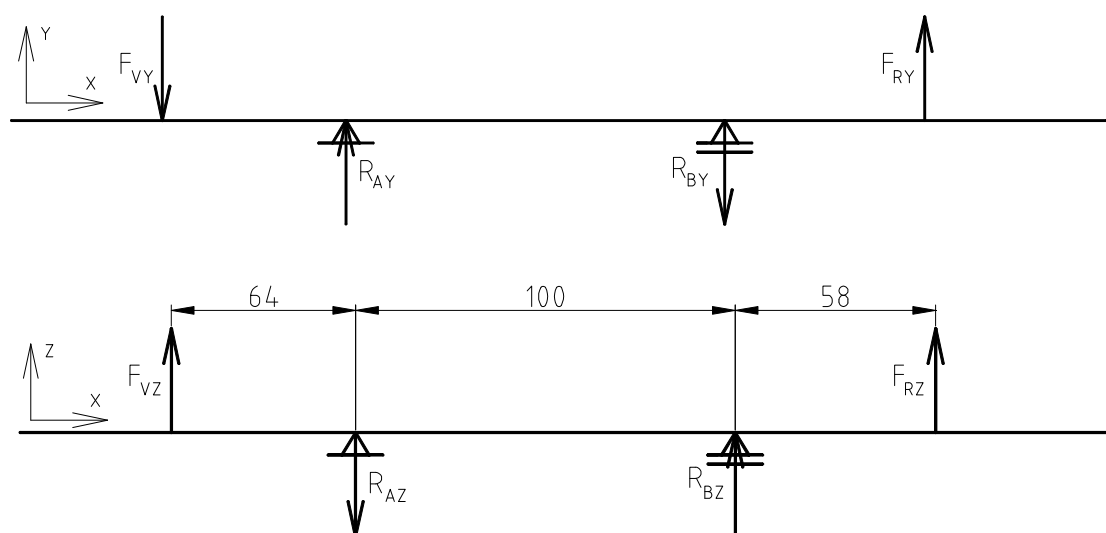
$$2. \quad R_{AZ} = F_{VZ} + R_{BZ} + F_{RZ} = 208 + 63 + 44 = 315[\text{N}]$$

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = \sqrt{57^2 + 315^2}$$

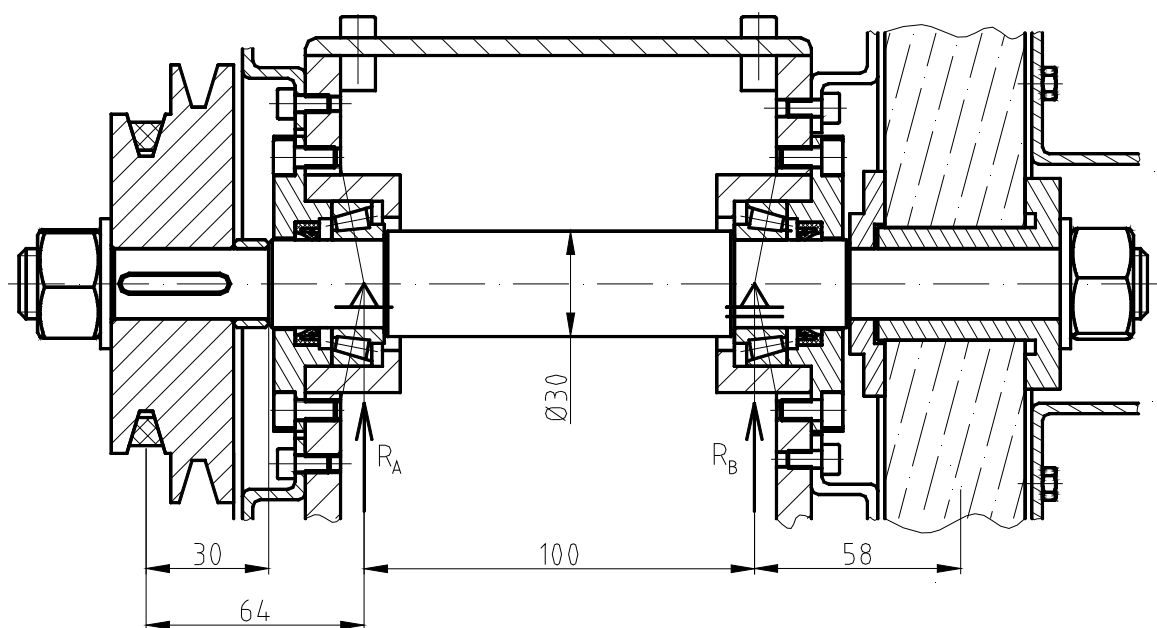
$$R_A = 320[\text{N}]$$

$$R_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2} = \sqrt{52^2 + 63^2}$$

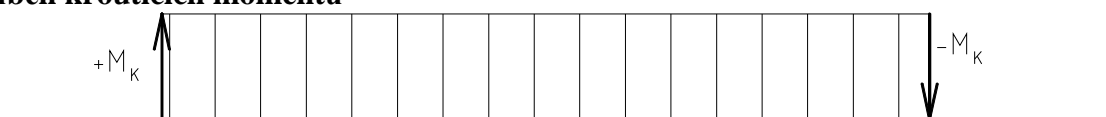
$$R_B = 82[\text{N}]$$



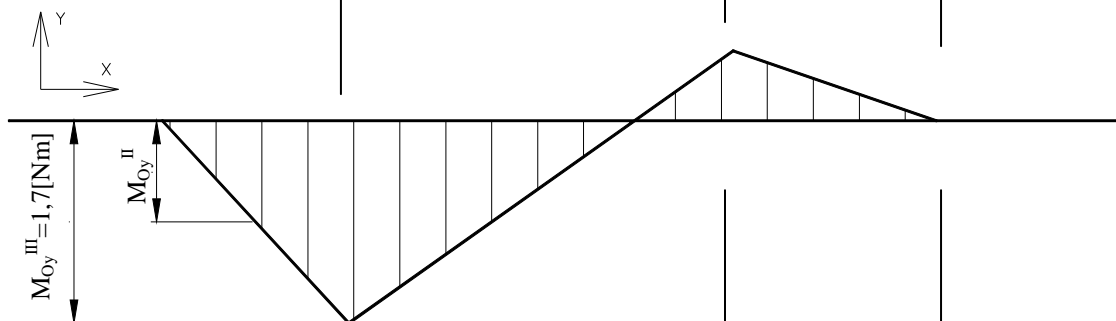
Obr.7.8 Skutečné zatížení hřídele



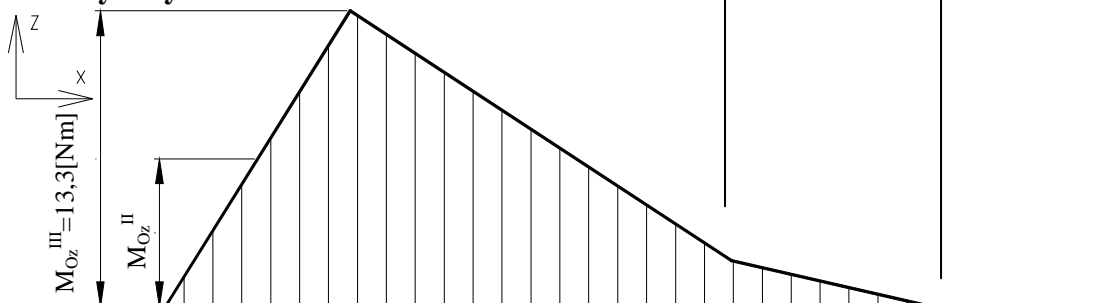
průběh krouticích momentů



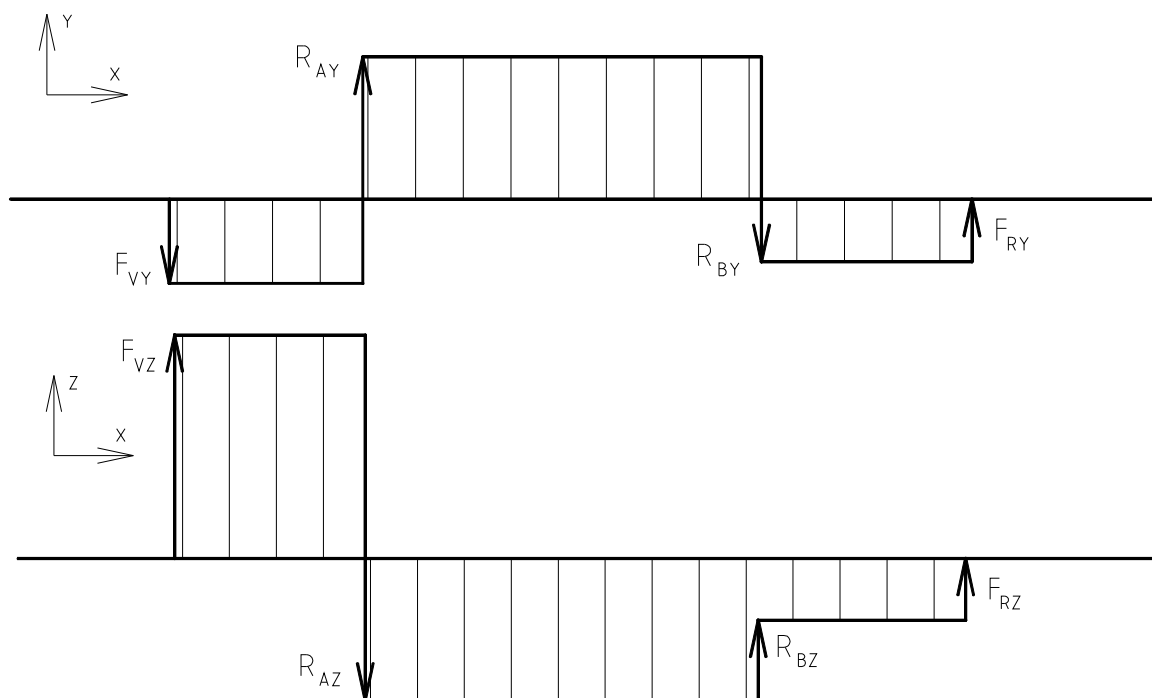
průběh ohybových momentů x-y



průběh ohybových momentů x-z



průběh zatěžujících sil

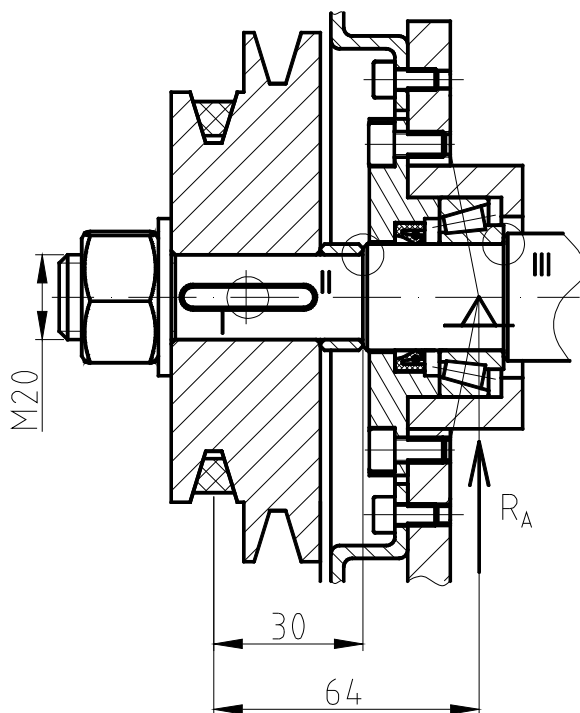


Tab.7.10 vybrané výsledky pevnostní kontroly hřídele

reakce v podpoře A	R_A	320 [N]
reakce v podpoře B	R_B	82 [N]
Maximální napětí v ohybu	σ_{MAX}	8 [MPa]
Maximální napětí v krutu	τ_{MAX}	9,4 [MPa]
Maximální průhyb	y_{MAX}	0,1685[mm]
Úhel zkroucení	α_{MAX}	0,012 [deg]

7.5 Kontrola kritických průřezů na hřídeli

Na hřídeli se vyskytují osazení, vruby a jiné koncentrátoři napětí. Na obr. 7.9 jsou vyznačeny 3 vybrané kritické průřezy hřídele. Tyto průřezy jsou označeny indexy I, II a III.



Obr.7.9 Kritická místa na hřídeli

7.5.1 statická kontrola hřídele

Jsou zkontrolovány 3 průřezy podle obr. 7.9. Materiálem hřídele byla zvolena ocel 11600:

$$R_m = 650 [\text{MPa}]$$

$$R_e = 350 [\text{MPa}]$$

$$k_S^I = \frac{R_{ek}}{\tau^I \cdot \alpha_\tau^I} = \frac{0,6 \cdot R_e}{\frac{M_{kh}}{W_k} \cdot \alpha_\tau^I} = \frac{0,6 \cdot 350}{\frac{8900}{\frac{\pi \cdot 16,5^3}{16}} \cdot 1,6}$$

$$k_S^I = 7,8 [-]$$

$$k_S^{\text{II}} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}^{\text{II}}} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_O^{\text{II}} \cdot \alpha_\sigma^{\text{II}})^2 + 3 \cdot (\tau_k^{\text{II}} \cdot \alpha_\tau^{\text{II}})^2}} = \frac{R_e}{\sqrt{\left(\frac{M_O^{\text{II}}}{W_O^{\text{II}}} \cdot \alpha_\sigma^{\text{II}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k^{\text{II}}}{W_k^{\text{II}}} \cdot \alpha_\tau^{\text{II}}\right)^2}} \quad (7.39)$$

$$k_S^{\text{II}} = \frac{350}{\sqrt{\left(\frac{\frac{F_V \cdot 30}{\pi \cdot 20^3} \cdot 2,6}{32}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\frac{8900}{\pi \cdot 20^3} \cdot 2}{16}\right)^2}}$$

$$k_S^{\text{II}} = \underline{10,7[-]}$$

$$k_S^{\text{III}} = \frac{R_e}{\sigma_{\text{RED}}^{\text{III}}} = \frac{R_e}{\sqrt{(\sigma_O^{\text{III}} \cdot \alpha_\sigma^{\text{III}})^2 + 3 \cdot (\tau_k^{\text{III}} \cdot \alpha_\tau^{\text{III}})^2}} = \frac{R_e}{\sqrt{\left(\frac{M_O^{\text{III}}}{W_O^{\text{III}}} \cdot \alpha_\sigma^{\text{III}}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_k^{\text{III}}}{W_k^{\text{III}}} \cdot \alpha_\tau^{\text{III}}\right)^2}}$$

$$k_S^{\text{III}} = \frac{350}{\sqrt{\left(\frac{\frac{F_V \cdot 64}{\pi \cdot 25^3} \cdot 2,5}{32}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{\frac{8900}{\pi \cdot 25^3} \cdot 1,9}{16}\right)^2}}$$

$$k_S^{\text{III}} = \underline{15,9[-]}$$

kde:

$\alpha_\sigma, \alpha_\tau \dots$ součinitele tvaru, určeny podle diagramů v [12]

7.5.2 dynamická kontrola hřídele

Dynamická bezpečnost byla určena pro souměrně střídavý cyklus, hřídel je namáhán ohybem. Je kontrolován pouze průřez II (7.39). Tento průřez má nejmenší statickou bezpečnost. Výpočet proveden podle [12].

$$k_D^\sigma = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_{oa}^{\text{II}}} = \frac{102}{8} = 12,8[\text{MPa}] \quad (7.40)$$

kde:

$\sigma_{oa}^{\text{II}} \dots$ amplituda napětí v ohybu pro II průřez:

$$\sigma_{oa}^{\text{II}} = \frac{M_O}{W_O} = \frac{F_V \cdot 30}{\frac{\pi \cdot d_{\text{II}}^3}{32}} = \frac{210 \cdot 30}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} \quad (7.41)$$

$$\sigma_{oa}^{\text{II}} = 8[\text{MPa}]$$

σ_{Co}^* ... mez únavy vrubované hřídele podle vztahu (7.42) viz.: [12]

$$\sigma_{Co}^* = \frac{\sigma_{Co} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta} = \frac{256 \cdot 0,9 \cdot 0,8}{1,8} = 102 [\text{MPa}] \quad (7.42)$$

kde:

ε_v ... součinitel velikosti [12]

η_p ... součinitel jakosti povrchu [12]

β ... vrubový součinitel podle Thuma určíme podle vztahu (7.43) podle [12]

$$\beta = 1 + (\alpha - 1) \cdot q = 1 + (2,6 - 1) \cdot 0,50 = 1,8 [-] \quad (7.43)$$

α ... součinitel tvaru [12]

q ... součinitel vrubové citlivosti podle Thuma [12]

σ_{Co} ... mez únavy ideální hřídele ze vztahu (7.44) podle [12]

$$\sigma_{Co} = 0,619 \cdot R_m^{0,9299} = 0,619 \cdot 650^{0,9299} = 256 [\text{MPa}] \quad (7.44)$$

7.5.3 výsledná bezpečnost

Výsledná bezpečnost pro průřez II je podle [9]:

$$k_v^{\text{II}} = \frac{k_s^{\text{II}} + k_D^{\sigma}}{\sqrt{(k_s^{\text{II}})^2 + (k_D^{\sigma})^2}} \quad (7.45)$$

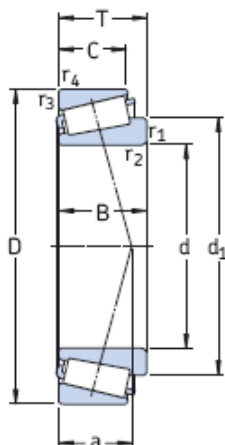
$$k_v^{\text{II}} = \frac{10,7 + 12,8}{\sqrt{10,7^2 + 12,8^2}}$$

$$k_v^{\text{II}} = 8,2 [-]$$

Po vypočtení výsledné bezpečnosti je zřejmé, že hřídel vyhověla pevnostní kontrole ($k_v^{\text{II}} \geq 1,5 [-]$) podle [12].

7.6 Návrh a kontrola ložisek

Pro vhodné uložení hřídele bylo zvoleno ložisko **SKF 32005X**. Toto kuželíkové ložisko zachytí i axiální síly působící na hřídel vznikající při broušení bokem kotouče. Výpočet je proveden pro ložisko v podpoře A (viz.: obr. 7.8), kde na ložisko působí největší reakční síla $R_A=317[\text{N}]$.

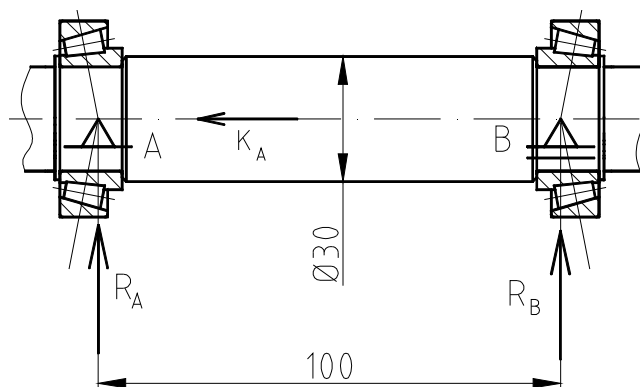


Obr.7.10 Ložisko SKF 32005X

Tab.7.11 Vybrané vlastnosti ložiska

d	25[mm]
D	47[mm]
T	15[mm]
C	27 [kN]
C_O	32,5 [kN]
P_u	3,25 [kN]
Y_O	0,8[-]
e	0,43
Referenční otáčky	11000[ot.min ⁻¹]
Mezní otáčky	14000[ot.min ⁻¹]
hmotnost	0,11[kg]

7.6.1 Ekvivalentní zatížení



Obr.7.11 Působíště reakčních sil

Radiální zatížení ložiska je přenášeno z jedné oběžné dráhy na druhou pod určitým úhlem (viz.: Obr. 7.10) vzhledem k ose ložiska a vyvolává v ložisku vnitřní axiální sílu F_{aA} . Tato síla je potřebná pro výpočet ekvivalentního zatížení.

Vnější axiální síla je velmi malá a do výpočtů ji můžeme zanedbat.

vnitřní axiální síla působící na ložisko:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot R_A}{Y_A} \quad (7.46)$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot 320}{0,8}$$

$$F_{aA} = 200[\text{N}]$$

protože ložisko splňuje podmínku podle katalogu SKF 2009:

$$\frac{F_{aA}}{R_A} = \frac{200}{320} > e = 0,43 \quad (7.47)$$

platí:

ekvivalentní zatížení:

$$P_e = 0,5 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_{aA} = 0,5 \cdot 320 + 0,8 \cdot 200 = 320 [\text{N}] \quad (7.48)$$

kde: $Y_A = Y_0$ je výpočtový součinitel

7.6.2 Základní hodinová trvanlivost

Výpočet je proveden pro otáčky při jemném broušení. Je předpokládána 10-ti % pravděpodobnosti poruchy.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_e} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_{SKj}} \quad (7.49)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{27000}{320} \right)^{3,333} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 3156}$$

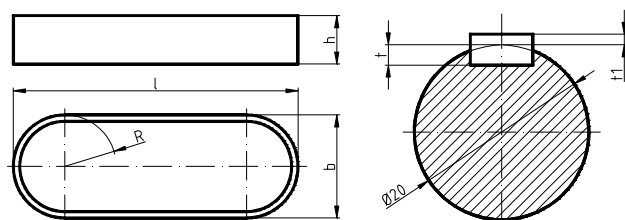
$$L_{10h} = 17,5 \cdot 10^6 [\text{hod}]$$

Vypočtená trvanlivost ložiska je dostatečná pro provoz v dílně. Ložisko vyhovělo kontrole trvanlivosti.

7.7 Kontrola těsného pera na otláčení

Vybrané rozměry pera jsou odvozeny od nejmenšího průměru $d=20[\text{mm}]$. Kontrolované pero přenáší krouticí moment z (malé) hnané řemenice na hřídel. V tab. 7.12. jsou uvedeny rozměry pera.

PERO 6e7x6x32 ČSN 02 2562



Tab.7.12 Vybrané rozměry pera

šířka pera	$b=6 [\text{mm}]$
výška pera	$h=6 [\text{mm}]$
délka pera	$l=32 [\text{mm}]$
hloubka drážky v hřídeli	$t=3,5 [\text{mm}]$
hloubka drážky v náboji	$t_1=2,5 [\text{mm}]$

Obr.7.12 Pero těsné

Kontrola pera musí splňovat podmínku, že otláčení pera musí být menší než dovolené otláčení pera: $p_D=10[\text{MPa}]$

$$p_p = \frac{F_p}{S_p} = \frac{661}{65} \quad (7.50)$$

$$p_p = 8[\text{MPa}]$$

kde:

Síla působící na pero v hřídeli

$$F_p = \frac{M_{kh}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{8900}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} \quad (7.51)$$

$$F_p = 661[\text{N}]$$

nosná plocha pera

$$S_p = t_1 \cdot l' = 2,5 \cdot 26 \quad (7.52)$$

$$S_p = 65[\text{mm}^2]$$

funkční délka pera je:

$$l' = l - b = 32 - 6$$

$$l' = 26[\text{mm}] \quad (7.53)$$

Kontrola pera je dána pevnostní podmínkou:

$$p_p \leq p_D[\text{MPa}] \quad (7.54)$$

$$8 \leq 10[\text{MPa}]$$

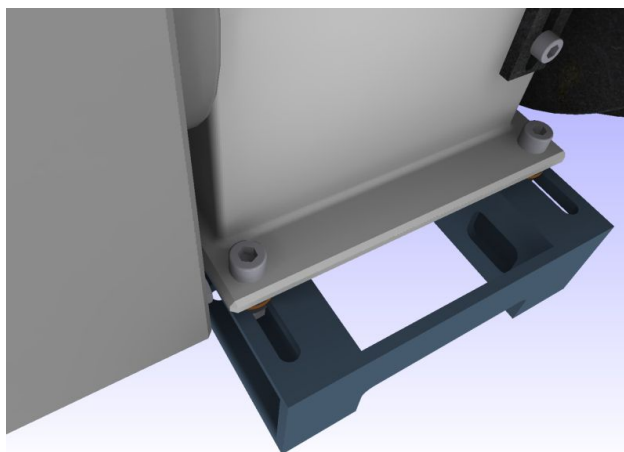
Ze vztahu (7.54) je zřejmé, že pero **vyhovělo** kontrole na otláčení.

8 JEDNOTLIVÉ CELKY STOLNÍ BRUSKY

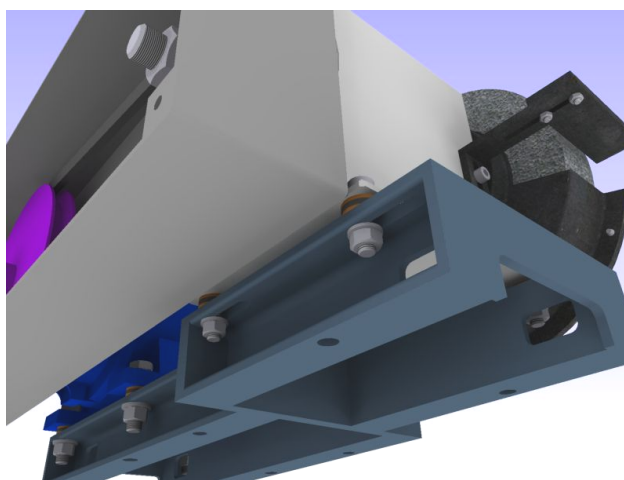
8.1 Montáž a demontáž řemene

Jak je patrné z tabulky 7.8, osová vzdálenost navrženého řemenového převodu se mění v rozsahu 70mm. Proto byly navrženy drážky v rámu (obr. 8.1). V těchto drážkách může dojít k posunutí tělesa brusky a tím pádem ke změně osově vzdálenosti. Tyto drážky slouží k lepšímu a rychlejšímu přehození řemene, vedoucímu ke změně převodového poměru. Drážky slouží k pohodlnějšímu nasazení řemene.

K zajištění proti posunutí tělesa byly použity šrouby s vnitřním šestihranem. Tyto šrouby využívají menšího prostoru, potřebného pro otočení a zatažení rukou. Šroubový spoj doplňují podložky a matice viditelné na obrázku 8.2.



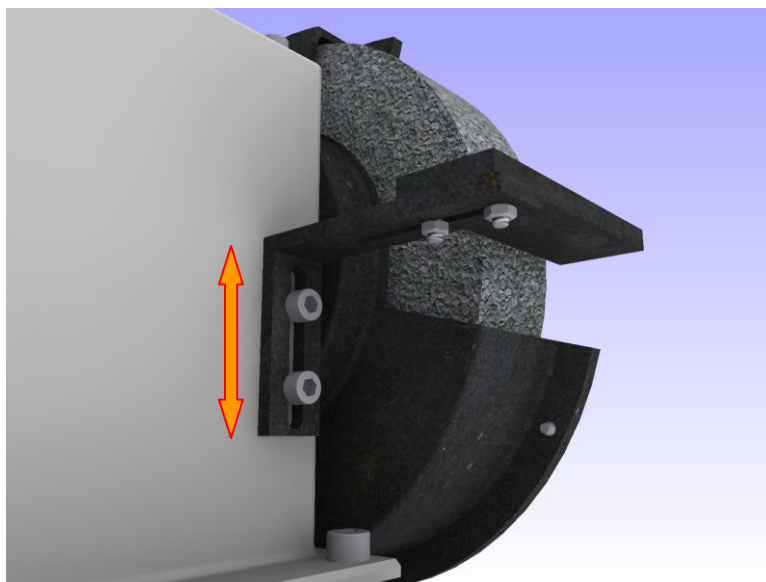
Obr.8.1 Pohled na drážky v rámu brusky



Obr.8.2 Pohled na drážky v rámu brusky

8.2 Stavitelná podložka

Bruska by měla být opatřena podložkou pro broušení. Tato podložka je stavitelná ve 2 osách. Změna vzdálenosti ve vertikálním směru zaručí nastavení lepšího úběru materiálu (obr. 8.3).



Obr.8.3 Vertikální nastavení brusné podložky

Změna vzdálenosti v horizontálním směru (obr. 8.4) zaručí lepší podávání materiálu při broušení. Mění se vzdálenost mezi kotoučem a broušeným materiálem. Podložka má shora zapuštěné šrouby s vnitřním šestihranem. Zvolené řešení vytváří rovnou plochu pro snadné podávání materiálu. Vhodné nastavení podložky pak tvoří dostatečnou oporu pro pohodlné broušení.

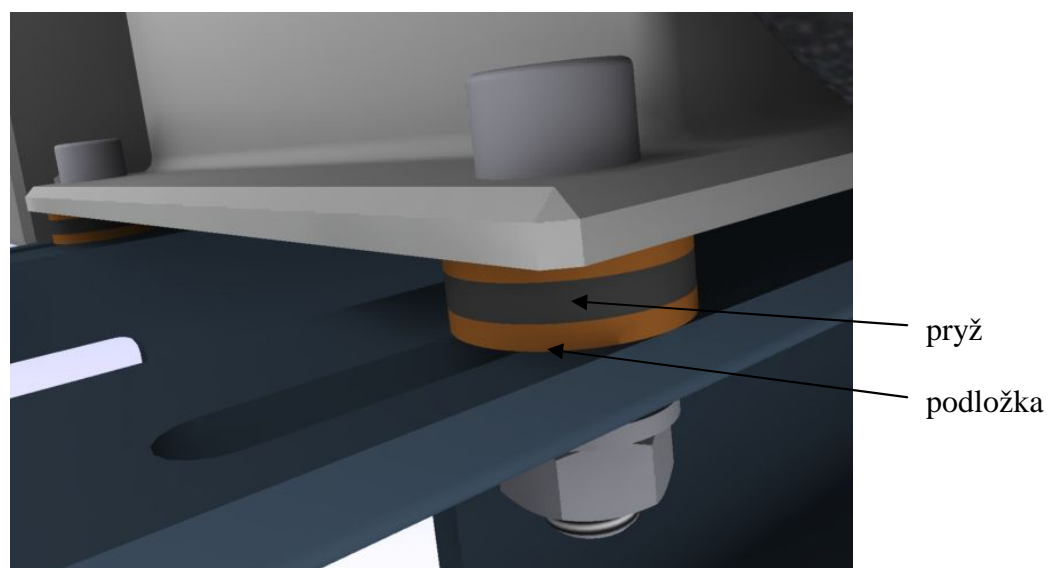


Obr.8.4 Horizontální nastavení brusné podložky

8.3 Silentbloky

Mezi rám a těleso brusky (popř. elektromotor) byly umístěny silentbloky. Tyto díly, zobrazené na obr 8.5., se skládají ze dvou podložek, mezi které je umístěna pryž. Tato pryž pak při provozu tlumí nežádoucí chvění a přenášené vibrace.

Podložky, které jsou po stranách, zajišťují menší tření vznikající při napínání řemene. Bez těchto podložek by docházelo ke smýkavému kontaktu pryže a oceli, což může vést k nežádoucí deformaci pryže.

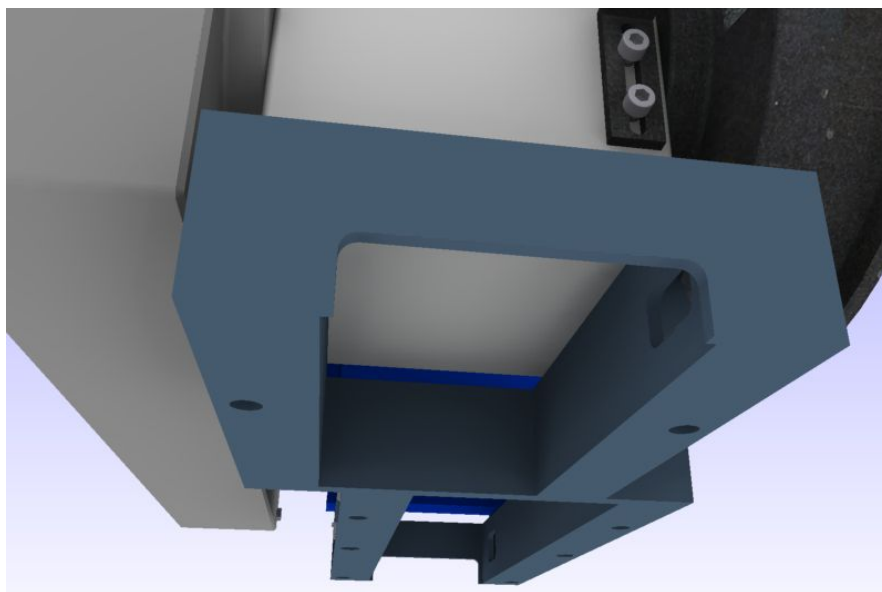


Obr.8.5 Umístění silentbloků

8.4 Transport brusky

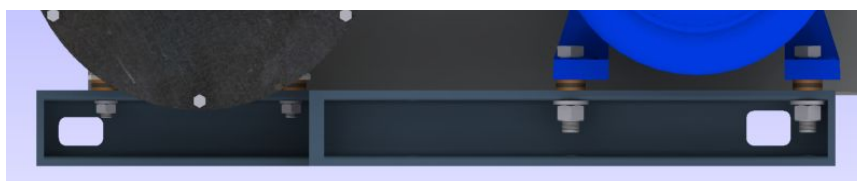
Jedním z problémů při transportu brusky bude její manipulace. Hmotnost celé konstrukce je 21kg. Proto byly vytvořeny konstrukční úpravy rámu, které zajistí lepší manipulaci při přemísťování brusky.

Tyto úpravy spočívají ve výřezech v rámu. Na čele rámu a konci rámu jsou výřezy pro pohodlné uchopení celé brusky rukama. Výřezy jsou patrné z obrázku 8.6.



Obr.8.6 Výřezy v rámu pro uchopení brusky rukama

Při přemísťování je možno také použít tyče, které se vsunou do otvorů na boku rámu. Toto řešení uvítají méně silově disponovaní lidé. Otvory nijak nebrání dalším prvkům umístěným na rámu, jak je patrné z obrázku 8.7.



Obr.8.7 Výřezy pro transport pomocí tyčí

8.5 Volba brusného kotouče

Zvolit správný kotouč pro konkrétní brusnou práci je velmi důležité (viz.: [5]). Při návrhu kotouče musíme brát v úvahu vlivy:

- broušený materiál (pevnost, tvrdost, stav a tvar povrchu)
- přídavek na broušení (vrstva na ubírání)
- kvalita požadovaného povrchu
- druh brusky a posuvů
- styčná plocha materiálu a kotouče (záleží na průměru kotouče a materiálu)
- rozměry brusného kotouče a součásti
- obvodová rychlost kotouče
- druh broušení (nahrubo, najemno)
- složitost výměny kotouče

Zkušený brusič dokáže mnohé i s jedním kotoučem, ale při sériové výrobě je brán na brusný kotouč zcela jiný zřetel. Při broušení malého množství kusů je možné kotouč měnit prakticky kdykoliv.

Podle normy ČSN 22 4501 jsou ve značce kotoučů uvedeny údaje v následujícím pořadí:

1. číslo normy (obvykle ČSN 22 4510)
2. značka výrobce (udává obchodní značku názvu)
3. průměr x šířka kotouče (rozměry kotouče)
4. druh brusiva (označeno barvou a číslem)
5. zrnitost (udává počet zrn na dané ploše)
6. tvrdost (míra houževnatosti a pružnosti pojiva mezi zrny)
7. druh pojiva

Dle vhodného uvážení byly zvoleny brusné kotouče (D x b x d [mm]). Dále jsou uvedeny typy kotouče pro broušení najemno a nahrubo.

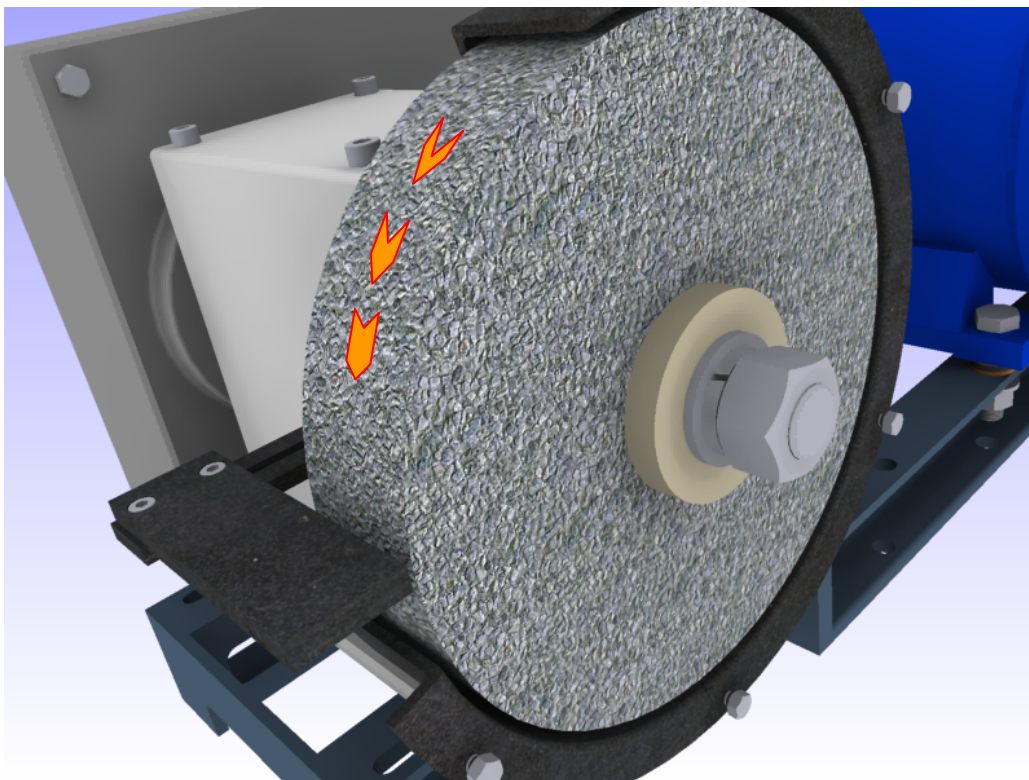
kotouč 200x40x32 [mm] ČSN 22 4510

Tab.8.1 Zvolené typy brusných kotoučů

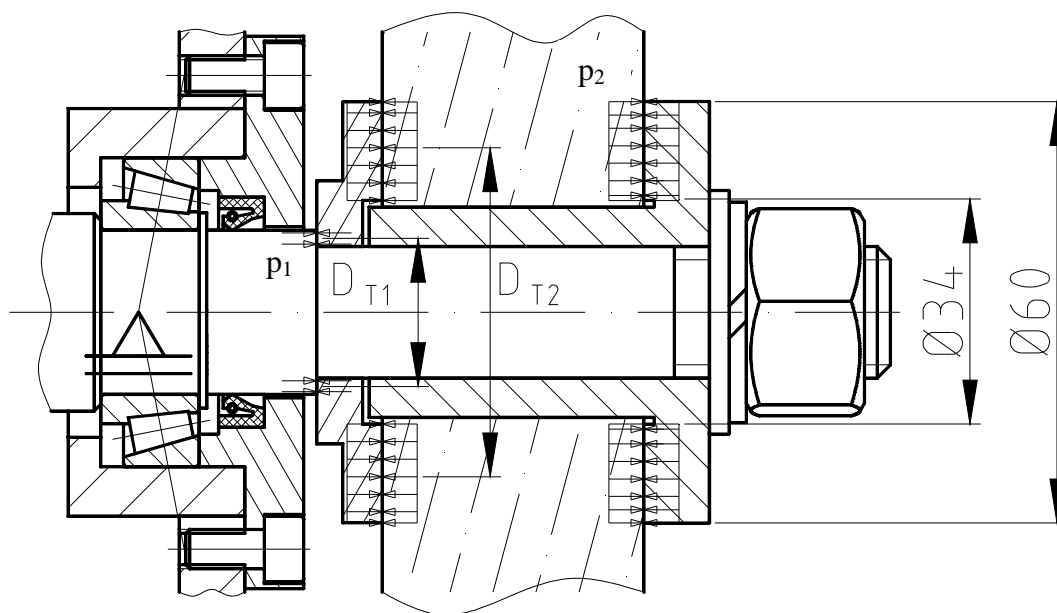
Typ broušení	Typ kotouče	Popis
Najemno	A 96 80 N V	Kotouč z hnědého korundu, zrno 80, tvrdost N (středně tvrdý), pojivo V (keramické)
Nahrubo	C 48 50 Q V	Kotouč z černého karbidu křemíku, zrno 50, tvrdost Q (tvrdý), pojivo V (keramické)

8.6 Uchycení brusného kotouče

Brusné kotouče větších průměrů se nasazují na hřídel a zajišťují se maticí. Pro tento případ byly navrženy upínací příruby zřejmé z obr. 8.9. Na obr. 8.8. je pohled na model uchycení kotouče. Brusný kotouč je zajištěn maticí M20. Proti samovolnému uvolnění matice je hřídel opatřena pravotočivým závitem a pod maticí byla přidána pružná podložka.



Obr.8.8 Uchycení brusného kotouče



Obr.8.9 Zjednodušené schéma upnutí brusného kotouče

8.6.1 Osová síla v hřídeli

Na koncích hřídele jsou metrické závity M20. Parametry závitu jsou uvedeny v tabulce 8.2. V důsledku utažení matice dojde ke vzniku osově síly F_O . Uťahovací moment M_u je odvozen od obvyklé délky klíče. Paže člověka je schopná vyvinout sílu $200 \div 300$ [N].

Tab.8.2 Zvolené typy brusných kotoučů

velký průměr závitu	D [mm]	20
střední průměr závitu	$d_2=D_2$ [mm]	19,35
malý průměr závitu	$d_1=D_1$ [mm]	18,773
úhel stoupání	ψ [deg]	1,5°
úhel součinitele v závitové drážce	ϕ' [deg]	9,8°
otvor pro klíč	s [mm]	30
malý průměr dosednutí matice	d_0 [mm]	21,6
utahovací moment	M_u [Nm]	45

$$F_O = \frac{M_u}{\left[\operatorname{tg}(\psi + \phi') \cdot \frac{d_2}{2} \right] + \left(f \cdot \frac{d_s}{2} \right)} = \frac{M_u}{\left[\operatorname{tg} \left(\arctg \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} + \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{60}{2}} \right) \cdot \frac{d_2}{2} \right] + \left(f \cdot \frac{d_s}{2} \right)} \quad (8.1)$$

$$F_O = \frac{45000}{\left[\operatorname{tg} \left(\arctg \frac{1}{\pi \cdot 19,35} + \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} \right) \cdot \frac{19,35}{2} \right] + \left(0,12 \cdot \frac{25,8}{2} \right)} \quad (8.1)$$

$$F_O = 11250 \text{ [N]}$$

kde:

f_z ...součinitel tření materiálu šroubu, $f_z = 0,15$ [-] podle [11]

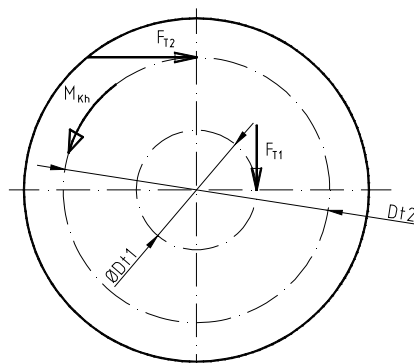
f ... součinitel tření pod maticí, $f = 0,12$ [-] podle [11]

d_s ... třecí průměr pod maticí podle [11]

$$d_s = \frac{d_0 + s}{2} = \frac{21,6 + 30}{2} = 25,8 \text{ [mm]}$$

8.6.2 Kontrola upnutí brusného kotouče

Kontrola je provedena pro minimální utahovací moment $M_u=45[\text{Nm}]$. Na dosedacích plochách přírub jsou zatažením matice vyvolány osovou silou F_O tlaky p_1 a p_2 . Třecí síla způsobuje na poloměru D_{T1} a D_{T2} třecí momenty (viz.: obr. 8.7). Aby se brusný kotouč za provozu neprotácel, musí být třecí moment větší než krouticí moment přenesený z elektromotoru. Vyjdeme z podmínky pro přenos třecích momentů.



Obr.8.7 Působení sil na čele přírub

Kontrola dosedací plochy upínky na hřídeli:

$$M_{T1} \geq M_{kh} \quad (8.2)$$

$$F_{T1} \cdot \frac{D_{T1}}{2} = M_{kh} \cdot k$$

$$F_O \cdot f \cdot \frac{D_{T1}}{2} = M_{kh} \cdot k$$

$$11250 \cdot 0,15 \cdot \frac{22,5}{2} > 8900 \cdot 1,3$$

$$20250 > 11570 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

Kontrola dosedací plochy upínky na brusném kotouči:

Levá i pravá upínka mají shodné dosedací plochy. Tlak se rozloží na obě plochy, tudíž i třecí síla je poloviční.

$$M_{T2} \geq M_{kh} \quad (8.3)$$

$$\frac{F_{OT2}}{2} \cdot \frac{D_{T2}}{2} = M_{kh} \cdot k$$

$$\frac{F_o \cdot f}{2} \cdot \frac{D_{T2}}{2} \geq M_{kh} \cdot k$$

$$\frac{11250 \cdot 0,1}{2} \cdot \frac{47}{2} > 8900 \cdot 1,3$$

$$16656 > 11570 [N \cdot mm]$$

kde:

$f[-]$ je součinitel tření (kov-kov, kov-brusivo) podle [3]

F_T je třecí síla (kolmá k síle F_o)

M_{kh} je největší moment přenesený z elektromotoru na hřídel

k ... součinitel bezpečnosti proti prokluzu podle [6]

D_{T1}, D_{T2} ... střední průměr třecí plochy, viz.: obr 8.9

$$D_{T1} = \frac{d_1 + d}{2} = \frac{25 + 20}{2} = 22,5 [mm]$$

$$D_{T1} = \frac{D_1 + D}{2} = \frac{60 + 34}{2} = 47 [mm]$$

Po provedení kontroly je zřejmé, že při utažení matice minimálním předepsaným utahovacím momentem nedojde k prokluzu brusného kotouče.

9 ZÁVĚR

Při řešení diplomové práce byl navržen řemenový převod. Tento převod musel být uskutečněn pouze jedním řemenem pro snadnější změnu převodového poměru. Navržené řešení zaručí rychlou změnu převodového poměru. Řemenový převod je jednoduchý jak po stránce údržby, tak po stránce bezpečnosti. Průměry řemenic byly navrženy tak, aby hmotnost převodu byla co nejmenší.

Dalším úkolem bylo určení výkonu motoru. Tento výkon byl vypočten dle základních brusných poznatků. Tuto stolní brusku lze jednoduše smontovat a demontovat. Navíc výměna brusného kotouče lze provést odtažením pouze jedné matice.

Bruska má jednoduchý svařovaný rám. Je zakrytovaná bezpečnostními kryty, které brání vniknutí cizích těles do pohyblivých částí brusky.

Svařované těleso brusky lze rychle demontovat. Na horní části se nachází (rovné) víko. To může sloužit i jako podstavec pro uchycení lampy či svítilny pro lepší hygienické podmínky při broušení.

Při řešení byly uplatněny mé zkušenosti z oblasti broušení a konstrukce strojních uzlů a dílů. Také byly uplatněny převážně zápisy přednášek z předmětů části a mechanismy strojů, životnosti strojních součástí a technologie.

10 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] Bolek, A.; Kochman J. a kol. *Části strojů : 2. svazek. Technický průvodce 6.* SNTL Praha 1989. ISBN 80-03-0046-7
- [2] Hrubý J. *Teorie obrábění.* VŠB Ostrava 1985.
- [3] Řasa J. , Vávra P. : *Strojnické tabulky : upravené a doplněné vydání .* Scientia, spol. s r. o. Praha 1999. ISBN 80-7183-164-6..
- [4] Příkryl Z.; Musílková R. *Teorie obrábění.* SNTL/ALFA 1982
- [5] Dobrovolný B.; *Kurs technických znalostí- broušení.* SNTL Praha 1960
- [6] Dobrovolný B.; *Knižnice strojírenské výroby- broušení.* SNTL Praha 1962
- [7] Kohoušek S.; *Technologie strojírenské výroby: díl IV.* Průmyslové vydavatelství Praha 1952.
- [8] Vigner M., Příkryl Z. a kol.; *Obrábění.* SNTL Praha 1984.
- [9] Kříž, R. , Vávra P. : *Strojnická příručka: svazek 5.* Scientia, spol. s r. o. Praha 1994. ISBN 80-85827-59.
- [10] Mlynář, V. *Části strojů. Spojovací části.* VŠB-TU Ostrava 1975
- [11] Němček, M. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů. Spoje.* VŠB-TU Ostrava 2002 (skripto). ISBN 80-248-0050-0.
- [12] Moravec, V. , Pišťáček, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí.* VŠB Ostrava 2007. ISBN 978-80-248-0980-9.
- [13] Moravec, V. , Havlík, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů.* VŠB Ostrava 2005. ISBN 80-248-0878-1.
- [14] Kaláb, K.. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací.* VŠB Ostrava 2007. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [15] Kaláb, K.. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů.* VŠB Ostrava 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [16] Kaláb, K.. *Návrh a výpočet klínového řemene a převodového řetězu. Vysokoškolská příručka..* VŠB, FS Ostrava 2008.
- [17] *ČSN 02 3111 Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Výpočet převodu a předávaných výkonů.* ČNI Praha, 1974

- [18] ČSN 02 3110 *Hnací klínové řemeny klasických průřezů. Základní rozměry a kontrolní metody.* ČNI Praha, 1986
- [19] ČSN 02 3111 *Řemenice pro hnací klínové řemeny klasických průřezů. Základní parametry, rozměry a kontrolní metody.* ČNI Praha, 1986
- [20] ČSN 02 3111 *Řemenice klínové řemeny. Základní ustanovení.* ČNI Praha, 1986
- [21] ČSN 42 0074 *Oceli konstrukční.* ČSNI Praha, 1966

11 SEZNAM INTERNETOVÝCH ODKAZŮ

[22] <http://www.naradionline.cz>

[23] <http://www.elektro-naradi.cz>

[24] <http://www.obi.cz>

[25] <http://www.hornbach.cz>

[26] <http://www.skf.com>

[27] <http://www.elektromotory.net>

12 SEZNAM PŘÍLOH

1. Výkres sestavy s kusovníkem – STOLNÍ BRUSKA
2. Výrobní výkres – HNANÁ ŘEMENICE
3. Výrobní výkres – TĚLESO BRUSKY
4. DVD: výkresy a diplomová práce (ve formátu pdf)